

VŠB – Technická univerzita

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Alternativní řešení ke stanici s kogeneračními
jednotkami**

Alternative Solving to Station with Combined Heat and Power
Periods

Student:

Bc. Marcela Motúsová

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Marcela Motúsová

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

Alternativní řešení ke stanici s kogeneračními jednotkami
Alternative Solving to Station with Combined Heat and Power Periods

Zásady pro vypracování:

V diplomové práci vypracujte alternativní řešení ke stanici s kogeneračními jednotkami ve společnosti Green Gas DPB, a. s. – závod Vrbice, a to s využitím spalovací turbíny. V konstrukční části rozkreslete rozhodující uzly potrubního systému stávající stanice s kogeneračními jednotkami v závodě „Vrbice“ a potrubní systém upravený pro provoz spalovací turbíny. V současné stanici s kogeneračními jednotkami je umístěna kogenerační jednotka TEDOM Quanto D 580 SP CON s těmito parametry:

Jmenovitý výkon 580 kW / Maximální tepelný výkon 556 kW / Celková účinnost 79,9 %

Spotřeba plynu při 100% výkonu 348 m³/h

V dnešní době se průměrná denní spotřeba důlního plynu pohybuje od 3500 m³/den s výrobou cca 13 500 kWh / den elektrické energie. Výhřevnost důlního plynu je 14,7 MJ/m³N, se složením: CH₄ = 37 - 39 %, CO₂ = 7 - 10 %, O₂ = 0,5 - 3 %. Tlak plynu je 5 - 10 kPa.

Seznam doporučené odborné literatury:

Konečný, M.: Studie využití degezačního plynu: Firemní materiály

Křenek, D., Konečný, M.: Technická zařízení pro odsávání důlního plynu, OKD, DBP, a. s.: Firemní materiály

Koniček, J., Konečný, M.: Využití důlního plynu z Ostravsko – karvinských dolů v kogeneračních jednotkách, Green Gas DBP, a. s.: Firemní materiály

Zákon č. 180/2005 Sb., O podpoře využívání obnovitelných zdrojů


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- Jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....

Marcela Motúsová

Horymírova 18

Ostrava 700 30

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MOTÚSOVÁ, M. Alternativní řešení ke stanici s kogeneračními jednotkami. Ostrava: Katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 82 stran
Diplomové práce, vedoucí doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Diplomová práce se zabývá alternativním řešením ke stanici s kogenerační jednotkou TEDOM Quanto D580 o výkonu 580 kWe. Navržená kogenerační jednotka je využívána pro zajištění elektrické energie a tepla pro technologické účely.

Nejprve jsem přiblížila vznik důlního plynu a následné potíže, které tento plyn může způsobit v dolech, když nebude odsáván do ovzduší nebo využit v různých zařízeních, k tomuto účelu vytvořeným.

Dále jsem počítala teploty v jednotlivých bodech idealizovaného oběhu, které mi daly podklady pro návrh vhodné mikroturbíny. Tato diplomová práce dále poskytuje stručný pohled na ekonomické a ekologické hledisko provozu kogenerační jednotky.

ANOTATION OF THESIS

MOTÚSOVÁ, M. Alternative Solving to Station with Combined Heat and Power Periods. Ostrava: Department of Power Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Ostrava, 2011, 82 p. Thesis, supervisor: Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

This thesis deals with alternative solution to station with combined heat and power period TEDOM Quanto D580 with output 580 kWe. Cogeneration unit is intended to provide electric power and heat for heating and technological purposes.

At first, I considered mine gas formation and subsequent problems that may be used due to this gas in the mines, if it is not released into the atmosphere or used in various devices for the purpose it is created.

Next, I calculated the temperature at various points idealized circulation, which gave me a basis for designing appropriate micro-turbine. This thesis also provides a brief look at the economic and environmental aspects of operation of cogeneration units.

Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení	9
1. Úvod	13
2. Důlní plyn	14
2.1. Plyn z činných dolů	15
2.2. Plyn z uzavřených dolů	16
3. Dobývání důlního plynu	17
3.1. Technická zařízení pro dobývání důlního plynu	18
4. Využití důlního plynu	24
4.1. Vysokoteplotní spalování na pochodni	24
4.2. Spalování v plynových kotelnách	25
4.3. Spalování v kogeneračních jednotkách	25
5. Kogenerace	25
5.1. Princip kogenerace	25
5.2. Typy kogeneračních technologií	26
5.3. Uplatnění kogenerační jednotky	29
6. Kogenerační jednotka	29
6.1. Stávající stav kogenerační jednotky závod Vrbice	29
6.1.1. Základní technické údaje KGJ	31
6.1.2. Motor v KGJ	32

6.1.3. Generátor v KGJ.....	32
6.1.4. Kompresor v KGJ.....	33
6.1.5. Tepelný systém KGJ	34
6.1.6. Palivo a přívod plynu v KGJ	35
7. Spalovací turbíny v KGJ	35
7.1. Tepelný oběh mikroturbín.....	36
7.2. Princip mikroturbíny	37
7.3. Hlavní části kogenerační jednotky s mikroturbínou	39
7.3.1. Výhody, nevýhody mikroturbín	41
7.4. Provoz KGJ s mikroturbínou.....	41
8. Možnosti využití v MS kraji.....	42
9. Technické parametry určené k výpočtu	44
10. Výpočet idealizovaného oběhu spalovací turbíny	46
10.1. Stechiometrické výpočty	46
10.2. Složení spalin skutečných vlhkých	48
10.3. Stanovení vlastností důlního plynu	48
10.4. Výpočet parametrů KGJ s mikroturbínou	53
10.4.1. Vzduchový kompresor	55
10.4.2. Plynový kompresor	57
10.4.3. Spalovací komora.....	59

10.4.4. Spalovací turbína.....	60
10.4.5. Generátor	62
10.4.6. Produkce tepla	63
10.5. Shrnutí výpočtu	64
10.5.1. Volba mikroturbíny	64
10.5.2. Volba plynového kompresoru	67
10.5.3. Výpočet průměru potrubí kompresoru	69
11. Ekonomické zhodnocení.....	72
11.1. Náklady na údržbu	72
11.2. Ekonomický výpočet.....	73
11.3. Shrnutí	74
12. Ekologické zhodnocení	76
12.1. Legislativa ochrany životního prostředí týkající se KVET	76
12.2. Emise mikroturbíny	77
12.3. Emisní limity	77
12.4. Shrnutí	79
13. Závěr	81
Seznam použité literatury.....	82
Seznam výkresové dokumentace.....	84

Seznam použitého značení

Seznam použitých chemických značek

C	uhlík
CH ₄	methan
CO	oxid uhelnatý
CO ₂	oxid uhličitý
H ₂	vodík
H ₂ O	voda, vodní pára
N ₂	dusík
NO _x	oxidy dusíku (noxy)
O ₂	kyslík

Seznam použitých fyzikálních a matematických značek

A	skutečná práce	[kJ/m ³]
B	korekce	[%]
K	mez výbušnosti, korekční součinitel	[%,-]
P	příkon	[kW]
P _e	elektrický výkon	[kW, kWh]
Q _i ^r	Výhřevnost	[kJ/m ³]
Q _s ^r	Spalné teplo	[kJ/m ³]
T	teplota	[K]
V	objem	[m ³ /m ³ _N]
a	měrná práce, koeficient plynu	[kJ/m ³ , -]
b	koeficient plynu	[-]
c	rychlost proudění	[m/s]
d	průměr	[m]
i	entalpie	[kJ/m ³]
n	přebytek vzduchu	[-]
p	tlak	[Pa, kPa]
t	teplota	[°C]
u	rychlost šíření plamene	[cm/s]

ε	kompresní poměr	[-]
η	účinnost	[-, %]
κ	izoentropický exponent	[-]
ν	součinitel vlhkosti vzduchu	[-]
\dot{V}	objemový průtok	[m ³ /h, m ³ /s]
π	pí (3,14159265)	
ρ	hustota	[kg/m ³ _N]
τ	čas	[hod]
φ	obsah složky	[m ³ /m ³ _N , %]

Seznam použitých zkratk

CCF	Cash-Flow
CON	kontejner
ČOV	čistička odpadních vod
ČR	Česká Republika
D	diesel
DP	důlní plyn
HPNG	High Pressure Natural Gas
KGJ	kogenerační jednotka
KVET	kombinovaná výroba elektřiny a tepla
LPNG	Low Pressure Natural Gas
MS	moravskoslezský kraj
MŽP	ministerstvo životního prostředí
N	náklady
NT	nízkotlaká (pára)
PEZ	primární zdroje energie
Sb	sbírka
SP	synchronní, paralelní
TUV	teplá užitková voda
TZL	tuhá znečišťující látka
VOC	těkavé organické látky
VŠB-TU	Vysoká Škola Báňská – Technická univerzita
VT	vysokotlaká (pára)

Seznam použitých indexů

AG	agregát
C	celkový
Č	čistá složka
D	dolní
DP	důlní plyn
El	elektrický
G	generátor
H	horní
K	kotel, komín, kompresor
NT	nízký tarif
T	teoretický
R	rozdělovač
S	suchý, skutečný
SK	spalovací komora
SP	spaliny
ST	spalovací turbína
PK	plynový kompresor
V	vlhký
VT	vysoký tarif
VÝM	výměník
VZ	vzduch
ZB	zelený bonus

is	izoentropický
e	elektrická
g	generátor
hr	hrubý
n	normální stav
m	mechanická
pl	plyn
s	sání
sk	skutečný

sl	služby
údr	údržba
v	vnější
vn	vnitřní
vpl	výfukové plyny

1. Úvod

S neustále vyšší životní úrovní lidstva se projevuje i v energetickém průmyslu. Energie v posledních letech roste i přes vývoj úspornějších a energeticky méně náročných elektrických spotřebičů. Ke zpomalování nárůstu se využívá mnoha aspektu např.: výstavba budov se stále lepšími izolačními vlastnostmi plášťů, regulace vytápění a úspory spotřebitelů vyvolané rostoucími cenami tepla.

Podobně jak rostou ceny elektrické energie, i přes stále úspornější spotřebiče, roste jejich množství v domácnostech, a z tohoto důvodu spotřeba elektrické energie u domácností neklesá. Vlivem růstu energií je jednak spekulace na světovém trhu paliv a také možné přírodní katastrofy, války v místech těžby nebo zpracování surovin. Dalším důležitým vlivem je růst cen energií související s horší dostupností klasických zdrojů primární energie, nebo-li s rostoucí náročností těžby fosilních paliv, tak jak jich na planetě ubývá.

V České republice se většina elektrické energie vyrábí, kromě jaderných elektráren, v uhelných elektrárnách. Tyto zdroje energie však pracují s malými účinnostmi, které se pohybují mezi 30 – 40%. Další možností proto je využívat kombinované výroby elektrické a tepelné energie zároveň. Tímto jsme schopni docílit značné úspory paliva, s čím zároveň i souvisí snížení škodlivých látek vypouštěných do atmosféry.

Budování nových centralizovaných zdrojů kombinované výroby se zaměřuje také k menším decentralizovaným zdrojům. KGJ se spalovacími motory, jsou v posledních letech nahrazovány novějšími technologiemi jako jsou palivové články, Stirlingovy motory, mikroturbíny aj.

Cílem a zároveň úkolem mé diplomové práce bude vypracovat alternativní řešení stanice s kogeneračními jednotkami ve společnosti Green Gas DPB, a. s. – závod Vrbice, a to s využitím spalovací mikroturbíny.

2. Důlní plyn

Důlní plyn se řadí mezi přírodní fosilní paliva, které lze rozdělit na dvě části, uhelnou a uhlovodíkovou. Do uhelné části řadíme rašelinu, černé a hnědé uhlí, antracit, důlní plyn. Do uhlovodíkové části patří asfalt, ropa, zemní plyn.

Od ostatních nerostných surovin se přírodní fosilní paliva liší několika znaky:

- vznikla odumíráním organismů a jejich přeměnou
- vyskytují se v tuhé, kapalné a plynné fázi
- všechna mají schopnost hořet, a tak uvolňovat tepelnou energii

Pro vznik přírodního fosilního paliva je důležité složení biomasy, stupeň a typ její přeměny. Při vzniku přírodních fosilních paliv se uplatňují dva základní pochody – uhelnění (uhelná řada) a bituminizace (uhlovodíková řada).

Uhlenění zahrnuje celý proces vzniku přírodních fosilních paliv a můžeme ho rozdělit na dvě základní fáze (rašelinní a prouhelňování)

Rašelinění probíhá na povrchu nebo těsně pod ním. Dochází zde vlivem celulózového kvašení k rozkladu celulózy a vzniku plyných (oxid uhličitý CO_2 , vodní pára H_2O a metan CH_4) a tuhých produktů (rašelina).

Prouhelňění je podmíněno poklesem do větších hloubek, kde dochází vlivem narůstajících tlaků a teplot k postupné přeměně rašeliny v uhlí. Stupeň prouhelňění je závislý na velikosti tlaků a teplot a na době působení. Výsledkem je pak daný typ uhlí, od lignitu až po antracit.

Při prouhelňování dochází k uvolňování metanu a k úbytku ostatních prchavých látek, jako je vodní pára (H_2O), vodík (H_2), kyslík (O_2) a dusíku (N_2). Zároveň postupně roste podíl C:H. K nejvýraznějšímu uvolňování metanu dochází při tzv. černouhelném stádiu, kdy toto množství představuje až 200 m^3 na tunu uhlí.

Takzvaný uhelný metan může být v uhlí a v průvodních horninách ve dvou formách:

- jako plyn sorbovaný v uhlí
- jako volný plyn v puklinách a pórech průvodních hornin

2.1. Plyn z činných dolů

Plyn z činných dolů nazýváme degazačním plynem [1]. Jedná se o ušlechtilé palivo obdobné zemnímu plynu. Obsah metanu má koncentraci 50 až 60 %. Jedním z hlavních důvodů těžby (odsávání) degazačního plynu je také bezpečnost. Vzhledem ke zvyšující se spotřebě černého uhlí v poválečném období bylo potřeba mechanizovat těžbu uhlí a tím zajistit plynulý postup přípravných důlních děl. Toto vše mělo za následek větší vývin metanu, který bylo nutno zvládnout.

Tento problém se řeší dvěma způsoby:

- intenzivní větrání, které má za úkol zabránit nahromadění takového množství metanu, které by mohlo hrozit výbuchem
- degazací, která je souhrnem činností jejichž cílem je maximálně snížit exhalace plynu do důlních prostor

V dnešní době se problematika důlních plynů řeší kombinací obou těchto způsobů.

Z hlediska plnění funkce degazace a její lokalizace v důlním poli rozdělujeme degazaci na degazaci z povrchu a degazaci důlní.

Degazace z povrchu

O degazaci z povrchu mluvíme tehdy, jestliže máme z povrchu do ložiska plynu navrtány vrty, kterými je odváděn plyn vlastním přetlakem v ložisku. Tento způsob degazace se většinou používá před otvírkou vlastního ložiska. Tento plyn je většinou dodáván do plynovodní sítě.

Důlní degazace

Hlavním úkolem důlní degazace je co nejvíce odplynit vlastní uhelné sloje pomocí vývěv, přičemž vrty jsou prováděny z důlních děl.

Tři základní části degazace:

- degazační vrty
- plynovod – jedná se o ocelové potrubí, které slouží k dopravě degazačního plynu do degazační stanice a pak dále k odběrateli
- degazační stanice – jedná se většinou o zděnou budovu z nehořlavého materiálu umístěnou v blízkosti výbušné jámy. Takováto budova musí být umístěna minimálně 20 m od nejbližších obytných budov. Degazační stanice je vybavena dozorovnou, kuličkovými (bezpečnostní) uzávěry, které zabraňují v případě ohně jeho přenesení do dalších částí plynovodu a vývěvami pro vytvoření podtlaku 30 – 50 kPa. Nejčastější používanými vývěvami v degazačních stanicích jsou vodokružné vývěvy (Obr. 2), lamelové vývěvy (Obr. 4) a vývěvy typu ROOTS (Obr.3).

2.2. Plyn z uzavřených dolů

Hlavními důvody odsávání plynu z uzavřených dolů jsou stejné jako u degazace. Jedná se o důvody bezpečnostní, ekonomické a poslední době se hodně hovoří o důvodech ekologických.

I když se těžba černého uhlí na Ostravsku v posledních letech dost snížila problém s uvolňováním plynu z dolů nezmizel. Tento plyn se i nadále uvolňuje a může se v dole hromadit a vystupovat na povrch. Po výstupu plynu na povrch se buď mísí s atmosférickým vzduchem, hromadí se v objektech souvisejících s lidskou činností nebo se akumuluje v půdě. Hromadění plynu v objektech představuje, vzhledem k jeho nízké mezi výbušnosti, velké bezpečnostní riziko.

Tento odsávaný plyn má velký ekonomický přínos, protože odsávaný plyn je kvalitní energetická surovina (obsah metanu v plynu může přesahovat až 50 %).

Jedním z hlavních důvodů pro odsávání důlního plynu je hledisko ekologické. Jelikož hlavním složkou důlního plynu je metan, který se řadí mezi tzv. skleníkové plyny, o kterých se v poslední době velice často hovoří.

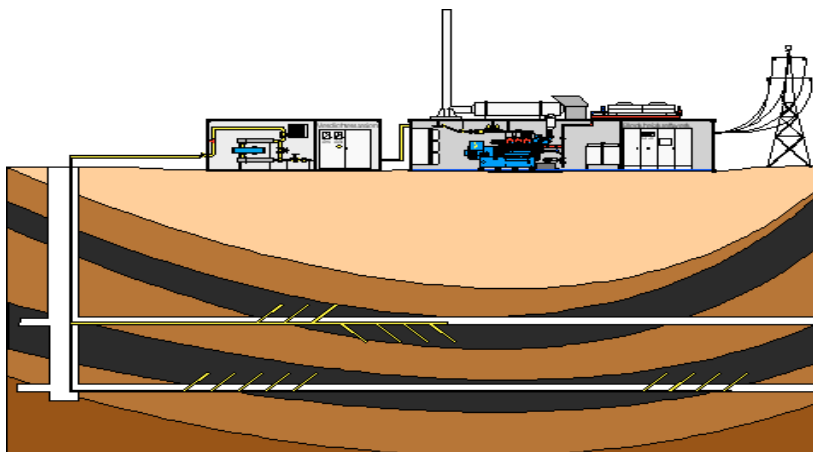
Metan, který je uvolňován do ovzduší při těžbě uhlí, zemního plynu a ropy tvoří 1/3 uvolňovaného metanu. Zbýlých 72 % metanu uvolňovaného do ovzduší pochází z biologických zdrojů.

3. Dobývání důlního plynu

V České republice dochází v rámci dobývání černého uhlí k uvolnění značného množství důlního plynu ročně, jehož nedílnou součástí je obsah metanu [2].

Útlum hornické činnosti v Ostravsko-karvinském uhelném revíru vyvolaly koncem 90. let potřebu řešení nově vzniklých situací a problémů. Spolu s uzavírání šachet a zániku důlní degazační činnosti, jakož i větrání dolů, docházelo v ohrožených lokalitách k samovolnému výstupu důlního plynu, který při nekontrolovaném průniku do uzavřených a nevětraných prostor budov dosáhl výbušné koncentrace a v několika případech způsobil výbuch a zranění osob. Vysoká pravděpodobnost migrace důlního plynu na povrch byla na území zlikvidovaných starých důlních děl, jejichž existence byla přibližně známá ze starých důlních map pocházejících z konce 19. století. K jejich přesnému vyhledávání bylo nutno užití speciálních technických zařízení a postupů.

Souhrn opatření na ochranu ohroženého území před vystupujícím důlním plynem zpracovaných projektem vyústil do návrhu sítě odvětrávacích vrtů situovaných do ohroženého území tak, aby přirozeným větráním umožnily řízený výstup důlního plynu na povrch. Na základě zkoušek a odsávacích pokusů byl proveden pasivní způsob větrání. Aktivní odsávání bylo vytvořeno za řízeného podtlaku ve vrtu (Obr. 1) a vytvořilo komunikační trasy a tím předpoklady pro výstup plynu na povrch z rozsáhlejšího území.



Obr. 1 Odsávání z vrtu

Pro řešení tohoto úkolu likvidace vystupujícího důlního plynu na povrch a ochranu území a objektů se ujala společnost Green Gas, DPB, a.s. a ta se dále zabývá vývojem a výrobou automatických bezobslužných odsávacích stanic důlního plynu [3].

3.1. Technická zařízení pro dobývání důlního plynu

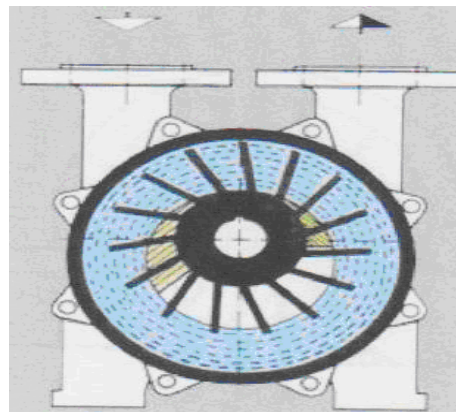
Technická zařízení jsou u čerpacích a odsávacích stanic obdobná a liší se pouze volbou vhodných komponentů [4].

Podle účelu nasazení

Čerpací stanice důlního plynu (Obr. 2 a Obr. 3) zajišťující čerpání z důlních zdrojů a stařin a jejich přepravu plynovody pro energetické využití.

Využívá se nejčastěji kompresorů [5], které vytvářejí potřebný podtlak k odsátí plynu z dolu. Jedná se o tyto kompresory:

- vodokružná vývěva (Obr. 2) – jedná se o válcové těleso, ve kterém je uložen excentricky rotor s lopatkami, uvnitř tělesa je voda. Otáčením rotoru vzniká uvnitř tělesa rotující prstenec, který pro svou správnou funkci potřebuje stálý přívod čisté a studené vody. Proto je také vývěva opatřena odlučovačem vody a chlazením.

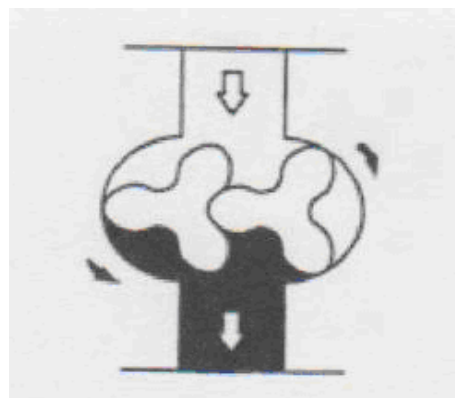
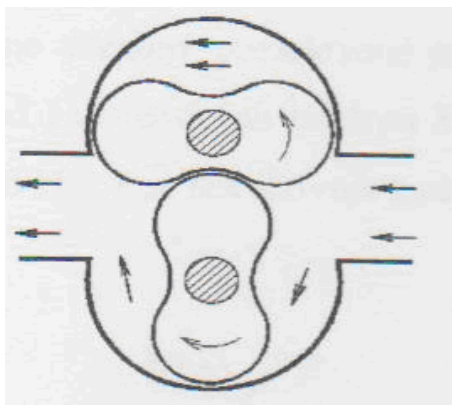


Obr. 2 Vodokružná vývěva

- kompresor typu ROOTS (Obr. 3) – tyto kompresory jsou opatřeny dvěma rotory v jedné skříni. Při otáčení se mezi stěnou válce a zuby vytvářejí komůrky, kudy je plyn

přiváděn ze sání do výtlaku. Jelikož se zuby o sebe ani o stěny neotírají, není zapotřebí mazání pracovního prostoru. Kompresor je možné vidět ve dvou provedeních :

- dvouzubé provedení (Obr. 3a)
- třízubé provedení (Obr. 3b)

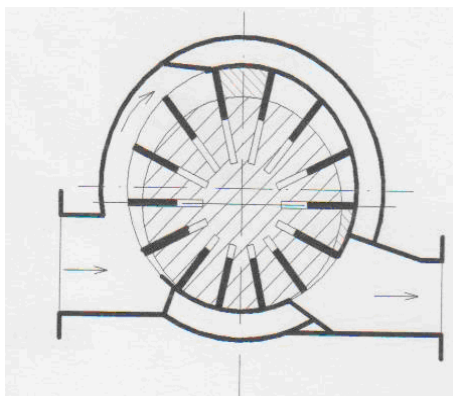


Obr. 3a kompresor ROOTS – dvouzubé provedení Obr. 3b kompresor ROOTS – třízubé provedení



Obr. 3 Kompresor typ ROOTS

- lamelový kompresor (Obr.4) – rotor kompresoru má radiálně vyfrézované drážky a je umístěn ve válcovém tělese. V drážkách se pohybují lamely, které jsou při otáčení odstředivou silou přitlačovány ke stěně válce. Aby nedocházelo k tření mezi lamelami a vnitřním pláštěm tělesa kompresoru, je potřebné mazání olejem. Z tohoto důvodu se za kompresor řadí odlučovač oleje.



Obr. 4 Lamelový kompresor

Tato zařízení pracují v následujících režimech:

- odsávaný plyn s koncentrací 40 % až 80 % CH_4
- čerpané množství plynu od 500 do 1500 m^3/hodinu
- pracovní rozsah tlaku jo od cca 70 do 150 kPa abs.

Odsávací stanice nebo zařízení pro odsávání důlního plynu.

Zajišťují odsávání důlního plynu z vrtů, jam a kolektorů a důlní plyn je odváděn do ovzduší (Obr. 5 a Obr. 6) nebo přiváděn na hořící pochodeň.



Obr. 5 Odfukový komín



Obr. 6 Odfukový komín – Jáma Heřmanice

Tato zařízení pracují z následujících režimů:

- odsávají i výbušnou směs plynů o koncentraci CH_4 od 0,5 % a výše
- čerpané množství plynu je od 150 do 250 m^3/hodinu
- pracovní rozsah tlaku je od 85 do 105 kPa abs.

Podle operativnosti nasazení a přemísťování

Mobilní nebo zásahové odsávací stanice.

Zmiňovaná zařízení jsou montována v automobilních nadstavbách (Obr. 7) , která jsou napojena na elektrocentrálu nebo na pevnou elektrizační síť v místě postavení. Slouží pro krátkodobé odsávací zkoušky.



Obr. 7 Mobilní odsávací stanice

Kontejnerové čerpací nebo odsávací stanice

Jedná se o zařízení montované do speciálních samonosných kontejnerů (Obr. 8, Obr. 9, Obr. 10) vhodně zateplených a odhlučněných, zajišťujících ochranu před poškozením a napadením. Slouží buď pro krátkodobé nebo i dlouhodobé nasazení na jednom nebo více místech.



Obr. 8 Kontejnerová stanice důlního plynu, typ KOS 1 v Rychvaldě



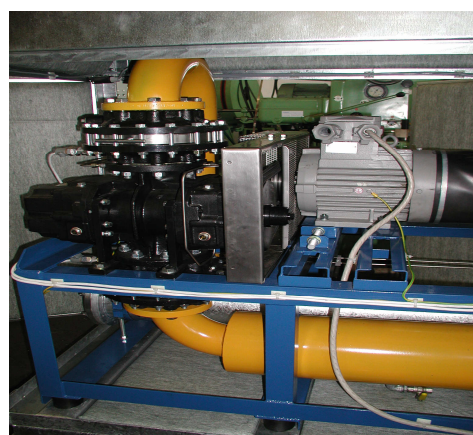
Obr . 9 Strojní část



Obr. 10 Elektro část

Lokální odsávací zařízení.

Jedná se o speciální zařízení (Obr. 11) sloužící pro aktivní odsávání mělkých vrtů, sklepů budov případně kanalizací, umístěna v odhlučňovacích kontejnerech nebo na základních rámech, které jsou operativně přemístitelné a ke své instalaci při operativních nasazeních nevyžadují žádná stavební řízení.



Obr. 11 Lokální odsávací zařízení - typ DPA 38/5

Stabilní čerpací zařízení.

Jedná se o instalaci většinou velkoobjemových dmýchadel (kompresorů) instalovaných volně pod přístřešky nebo v pevných stavbách pro dlouhodobé nasazení a využívání. Slouží většinou pro těžbu plynu ke komerčnímu využití.

4. Využití důlního plynu

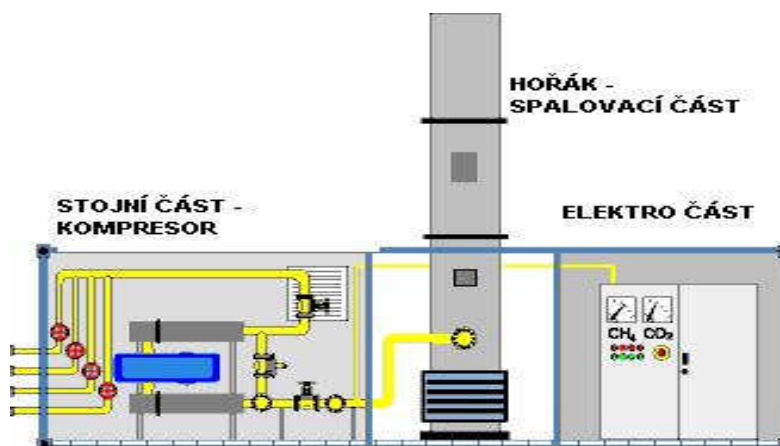
Prvořadým úkolem v oblasti těžby a využití důlního plynu je ochrana ovzduší před účinky výstupu důlního plynu do atmosféry. Proto je nutné následné zpracování plynu tak, aby se minimalizoval dopad na životní prostředí a odsávaný metan nemusel být vypouštěn do atmosféry. Energetickým využitím důlního plynu lze odstranit nebezpečí požárů a výbuchu, minimalizovat skleníkový efekt, šetřit energetické zdroje a vyrábět elektrickou energii a teplo.

Pro trvalou ochranu ovzduší před účinky vystupujícího metanu a v závislosti na složení plynu a způsobu jeho využití vyplývají tyto varianty:

- | | |
|--|---------------------------------------|
| ▪ biofiltr | obsah CH_4 je menší než 5 % |
| ▪ vysokoteplotní spalování na pochodni | obsah CH_4 je větší než 25 % |
| ▪ spalování – využití v kogeneračních jednotkách | obsah CH_4 je větší než 30 % |
| ▪ spalování – využití v plynových kotelnách | obsah CH_4 je větší než 48 % |

4.1. Vysokoteplotní spalování na pochodni

Vysokoteplotní spalování na pochodni (Obr. 12 a Obr. 13) probíhá v rozsahu výkonů od 100 do 5000 kW výkonu paliva od minimálního obsahu metanu 25 %. Plyn odsávaný pomocí kompresorové stanice je přiváděn k plynové pochodni, kde je zapálen.



Obr. 12 Schéma zařízení pro vysokoteplotní spalování



Obr. 13 Pochodeň pro vysokoteplotní spalování

4.2. Spalování v plynových kotelnách

V procesu spalování v plynových kotelnách se jedná především o spalování důlního plynu o obsahu metanu nad 48 %. Tento plyn je využíván v plynových kotelnách. V místě odsávání je postavena plynová kotelná, která je určena k zásobování teplem přilehlé objekty. Mimo topnou sezonu je plyn dodáván do plynovodní sítě.

4.3. Spalování v kogeneračních jednotkách

Způsob využití důlního plynu v kogeneračních jednotkách je v současné době nejvýhodnější zhodnocení. Optimální řešení by bylo, kdyby se v místě takovéto kogenerační jednotky nacházelo například obchodní centrum, které je vybaveno absorpčním chlazením (využívání tepla v procesu chlazení) a tím byl zajištěn celoroční odběr tepla. Dobrým příkladem je obchodní centrum Shopping park v Ostravě – Zábřehu.

5. Kogenerace

5.1. Princip kogenerace

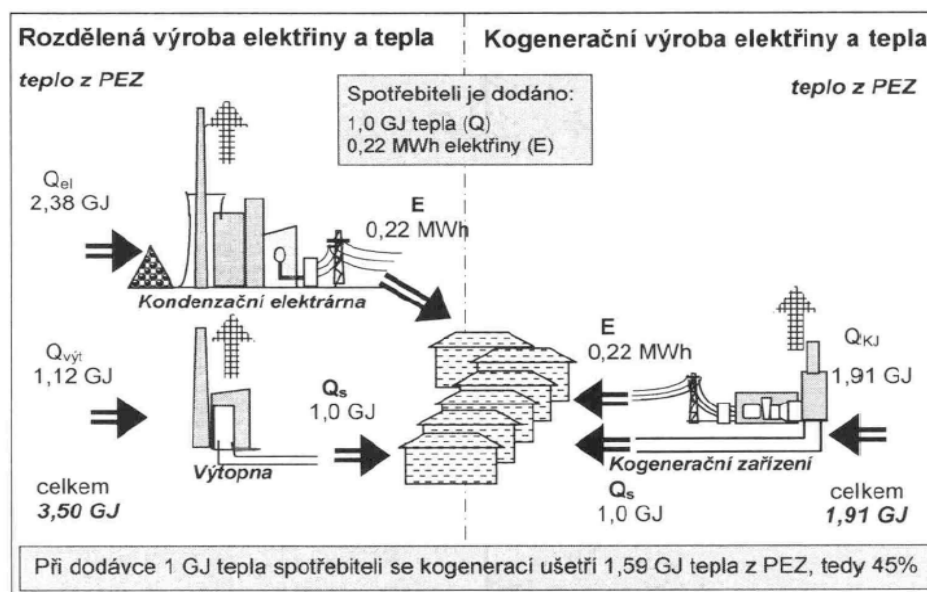
Nejstručněji řečeno: kogenerace je sdružená výroba elektřiny a tepla. Proces proměny energie z paliva je proveden tak, že nejprve se využije vysokopotenciální tepelná energie k vykonání práce a teprve potom se pracovní látka o nižší teplotě využije pro pokrytí potřeb tepla.

Sdružená výroba elektřiny a tepla je u nás známá jako teplárenská výroba. Synonymem k tomuto pojmu je novotvar kogenerační výroba neboli kogenerace.

Hlavním důsledkem použití kogenerace je snížení spotřeby primárních energetických zdrojů při dodávce spotřebitelem požadovaného tepla a elektrické energie. Se snížením této spotřeby pak souvisí i zmenšením škodlivých emisí vznikající při transformaci PEZ do požadovaných forem energií. Zmenšení spotřeby PEZ je možné názorně ukázat porovnáním obou možných způsobů výroby energií:

- Odděleného způsobu výroby elektřiny a tepla
- Kogeneračního způsobu výroby těchto energií

Při rozděleném způsobu výroby se z paliva spotřebuje asi o polovinu více tepla, než je při stejném druhu paliva u kogeneračního zdroje. Úspora tepla z PEZ je tedy cca 45 % celkové spotřeby. Tyto výsledky jsou uvedeny na Obr. 14.



Obr. 14. Ilustrační příklad energetického přínosu kogenerační výroby tepla a elektřiny

5.2. Typy kogeneračních technologií

Vývoj v posledních dvou desetiletích vytvořil velikou paletu vhodných kogeneračních zařízení umožňující instalování přesně podle požadavků odběratelů energií [6].

Každý kogenerační zdroj se skládá z těchto čtyř základních částí:

- motoru (pohonné jednotky)
- elektrického alternátoru včetně zařízení pro připojení na spotřebitelskou a veřejnou síť
- kotle nebo výměníku tepla včetně propojení na tepelné rozvodné sítě
- kontrolního a řídicího systému

Pohony kogeneračních jednotek:

- Nejčastěji používané pohony u kogeneračních jednotek
 - parní turbína
 - spalovací turbína
 - spalovací motory
 - paroplynová zařízení
- Nové druhy pohonných jednotek u kogeneračních jednotek:
 - Stirlingovy motory
 - Mikroturbíny
 - Parní motory
 - Systém Talbott
 - Palivové články
- Zařízení dovolující přípravu nových paliv pro kogenerační jednotky:
 - Zplyňovací zařízení
 - Zařízení pro rychlou pyrolýzu
 - Zařízení vyrábějící bioplyn

- Technologie rozšiřující možnosti použití kogeneračních jednotek:
 - Tepelná čerpadla
 - Absorpční chladicí zařízení

Pohonná jednotka	Účinnost elektrická	Účinnost celková	El. výkon	Podíl výroby el. a tep. energie	Palivo	Forma tepla
	[%]	[%]	[MWe]	[-]	[-]	
Odběrová parní turbína	10 - 30	78 - 88	5 - 300	0,2-0,4*	libovolné	NT pára horká voda
Protitlaku parní turbína	7 - 20	75 - 88	0,1 - 100	0,1-0,4	libovolné	NT pára horká voda
Spalovací motor	25 - 45	75 - 92	0,01-10	0,5-1,1	Zemní plyn, bioplyn, lehký topný olej, produkty zplyňování	Teplá voda, horká voda, pára NT
Spalovací turbína	25 - 48	75 - 90	1** - 250	0,5-1,2	Zemní plyn, bioplyn, lehký topný olej, produkty zplyňování	Teplá voda, horká voda, pára NT, VT
Paroplynové	35-60	85 - 90	10 - 400	0,8 – 2,0	Zemní plyn, bioplyn, lehký topný olej, produkty zplyňování	Teplá voda, horká voda, pára NT, VT
Parní motor	10 - 25	70 - 80	0,02 - 1	0,1 – 0,3	biopaliva	Teplá voda
Stirlingův motor	20 - 40	70 - 85	0,001 – 0,03	0,3 – 0,7	zemní plyn, biopalivo	Teplá voda

* Vzataženo pouze pro odběrovou páru

** U mikroturbín 25 – 250 kW

Tab. 1. Porovnání parametrů jednotlivých typů kombinované výroby energie

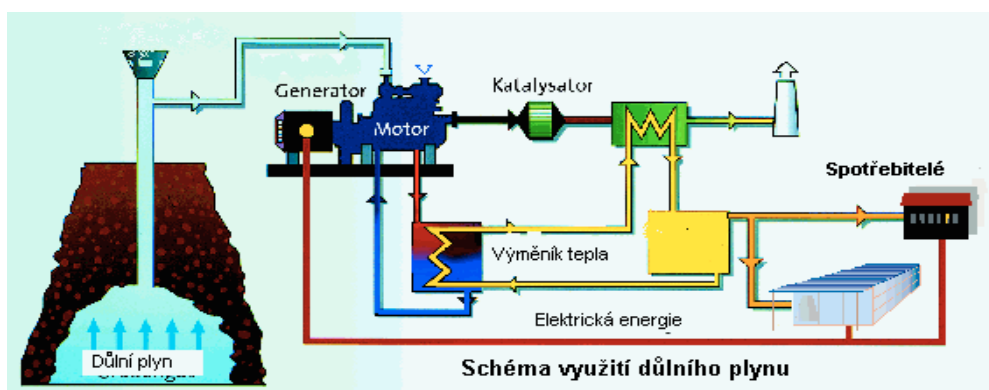
5.3. Uplatnění kogenerační jednotky

Oblast uplatnění kogeneračních zařízení, můžeme rozdělit do několika skupin:

- Malá kogenerační zařízení – pro účely vytápění jednotlivých budov, po případě skupin budov
- Kogenerační zařízení menších průmyslových podniků
- Velká kogenerační zařízení spojená většinou s výrobou vodní páry o vyšších parametrech – pro průmyslová zařízení a velkých komplexech budov
- Velká zařízení spojená s tepelnými centrály ne spalovnami – pro soustavy centralizovaného zásobování teplem
- Kogenerační zařízení využívající obnovitelné palivové zdroje různého výkonu

6. Kogenerační jednotka

Ve své diplomové práci se budu zabývat alternativním řešením kogenerační stanice na dūlní plyn (Obr. 15) od společnosti Green Gas DPB, a. s. – závod Vrbice, a to s využitím spalovací mikroturbíny.



Obr. 15 Princip KGJ na dūlní plyn

6.1. Stávající stav kogenerační jednotky závod Vrbice

Prvním úkolem mé diplomové práce bylo zjistit stávající stav kogenerační jednotky umístěné v závodu Vrbice, která na tomto místě stojí od roku 2005. Přesné místo je

znázorněno na obr. 16. kde můžeme vidět jak KGJ tak čerpací stanici a odfukový komín, který se používá převážně při odstávkách KGJ, aby se plyn v jámě nehromadil a nedošlo k nechtěnému výbuchu. Podél areálu vede potrubí o délce cca 5 km z Koblova [7].



Obr. 16. Závod Vrbice a přesné umístění kogenerační jednotky a čerpací stanice

Kogenerační jednotka (Obr. 17) umístěná v této lokalitě je typu TEDOM Quanto D580 SP CON. Jedná se KGJ řazenou mezi stroje středních a vyšších výkonů u nichž jsou použity průmyslové plynové motory renomovaných výrobců.

KGJ TEDOM Quanto D580 je uspořádána v kontejnerové skříni pro venkovní provedení. Obsahuje prostor ve kterém je umístěno soustrojí motor – generátor na základovém rámu a tepelné zařízení jednotky, dále prostor pro elektrické rozvaděče a prostor pro zařízení na dopravu plynu. KGJ je určena pro spalování důlního plynu daných parametrů, v provedení SP (se synchronním generátorem) pro paralelní provoz se sítí o

napětí 400V, pro teplovodní okruhy 90/70°C a plní emisní limity dle nařízení vlády č. 352 z 3. 7. 2002.



Obr. 17 KJG umístěná v závodu Vrbice

6.1.1. Základní technické údaje KJG

Technické údaje (Tab. 2) jsou platné pro standardní vlastnosti důlního plynu (Tab. 6). Minimální požadovaný trvalý elektrický výkon je 50 % $P_{jmen.}$. Spotřeba důlního plynu je uvedena pro výhřevnost $14,7 \text{ MJ/m}^3_N$ při normálních podmínkách (0°C , 101325 Pa).

Jmenovitý výkon	kW	580
Maximální tepelný výkon	kW	556
Příkon v palivu	kW	1422
Účinnost elektrická	%	40,8
Účinnost tepelná	%	39,1
Účinnost celková	%	79,9
Spotřeba plynu při 100 %	m^3_N/h	348

Tab. 2 Technické parametry zadané KJG

6.1.2. Motor v KGJ

V KGJ jednotce je umístěn plynový spalovací motor TCG 2016 V12 firmy Deutz Energy z Německa (Tab. 3)

Počet válců		12	Kompresní		12:1
Uspořádání		V	Pracovní otáčky	min ⁻¹	1500
Vrtání x zdvih	mm	132 x 160	Spotřeba oleje	g/kWh	0,3/0,5
Zdvihový objem	cm ³	26300	Max. výkon	kW	600

Tab. 3 Technické parametry motoru

6.1.3. Generátor v KGJ

Zdrojem elektrické energie v KGJ je synchronní generátor (Obr. 18) 0,4 kV, 50Hz, zapojený do hvězdy se jmenovitými otáčkami 1500 min⁻¹. Jedná se o výrobek firmy Marelli z Itálie (Tab. 4)

Typ generátoru		M8B 400LA4
Výkon generátoru	kVA/kW	875/700
Účinnost ve 100 % P_{el}	%	96,7

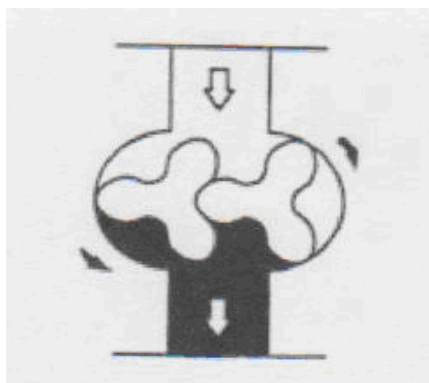
Tab. 4 Technické parametry generátoru



Obr. 18 Motor s generátorem umístěný v KGJ

6.1.4. Kompresor v KGJ

V KGJ je dále umístěn kompresor typu 3 DPA 38 C 0602.2 – S 8326.1 firmy Kubíček (Obr. 20). Tento kompresor pracuje na principu Rootsova dmýhadla. Jedná se o dva rovnoběžně umístěné rotory, které se otáčejí ve skříni proti sobě a plní funkci pístů. Rotory (Obr. 19) jsou vzájemně spřaženy synchronizačním ozubeným soukolím. Tím je zajištěn bezdotykový chod rotorů a odpadá nutnost mazání. Proto je stlačovaný a dopravovaný plyn prostý oleje. Dmýhadlo nevyžaduje zvláštní chlazení a vzniklé teplo je odváděno přepravovaným plynem a povrchem stroje.



Obr. 19 Kompresor Roots – třízubé provedení

Těleso dmýhadla je tvořeno 5 základními částmi – skříň, dvěma ložiskovými tělesy a dvěma víky. Skříň slouží jako válec ve kterém je plyn pomocí rotoru dopravován od místa sání do místa výfuku, kde dojde k jeho stlačení. V ložiskových tělesech se nachází těsnicí prvky, které zamezují průniku oleje z prostoru vík do skříně, a valivá uložení obou hřídelí nesoucích rotory a synchronní ozubená soukolí. Víka obsahují olejovou náplň, která slouží k mazání soukolí a valivých uložení hřídelí.



Obr. 20 Kompresor Kubíček umístěn v KGJ

6.1.5. Tepelný systém KGJ

Tepelný systém KGJ je tvořen sekundárním okruhem, který přebírá tepelnou energii z primárního okruhu ve výměníku voda/voda.

Sekundárním okruhem je zajištěno vyvedení hlavního tepelného výkonu jednotky do topného systému. Okruh pracuje s teplotami vratné vody od $50 \div 70$ °C. Dodržení nejvyšší teploty 70°C je bezpodmínečně nutné pro bezporuchový chod jednotky . Základní parametry sekundárního okruhu jsou uvedeny v Tab. 5.

Tepelný výkon okruhu	kW	556
Jmenovitá teplota vody vstup/výstup	°C	70/90
Teplota vratné vody min/max	°C	50/70
Jmenovitý průtok	kg/s	7
Max. pracovní tlak	kPa	600
Vodní objem okruhu v KGJ	l	55
Tlaková ztráta při jmenovitém průtoku	kPa	45
Jmenovitý teplotní spád	K	20

Tab. 5 Parametry sekundárního okruhu

V některých obdobích (např. léto) nelze veškeré vyrobené teplo spotřebovat, proto je toto teplo předáno chladicí jednotkou (výměník voda/vzduch) do ovzduší.

Technologický okruh slouží k chlazení plnicí směsi. Úroveň vychlazení tohoto okruhu ovlivňuje dosažení základních technických parametrů spalovacího motoru. Okruh pracuje s teplotou chladicí kapaliny 40°C. Tepelný výkon je mařen ve vnější chladicí jednoce (výměník voda-vzduch), jež je součástí KGJ a je instalována na střeše kontejneru.

6.1.6. Palivo a přívod plynu v KGJ

Technické parametry důlního plynu pro KGJ jsou uvedeny v Tab. 6.

Výhřevnost	MJ/m ³ _N	14,68
CH₄	%	37 – 39
CO₂	%	7 – 10
O₂	%	0,5 – 3
Tlak plynu	kPa	5 ÷ 10

Tab. 6 Parametry důlního plynu vstupujícího do KGJ

7. Spalovací turbíny v KGJ

Spalovací turbíny na plyn mohou být použity jako základní, pološpičkový a špičkový zdroj.

Rozdělení dle elektrického výkonu

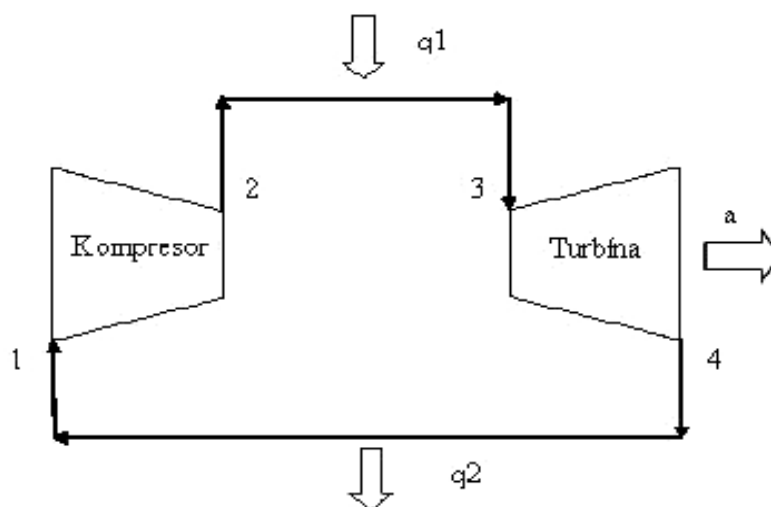
- Mikroturbíny do 200 kW
- Miniturbíny 200 kW – 1 MW
- Malé turbíny 1 – 6 MW

Axiální turbína – medium proudí v podélné ose. Turbína má šikmo natočené lopatky oběžného kola. Tyto turbíny jsou používány jako vícestupňové stoje, které mají mezi oběžnými koly pevné statorové lopatky, usměrňující tok media. Axiální uspořádání je proto využíváno pro větší a velké spalovací a parní turbíny.

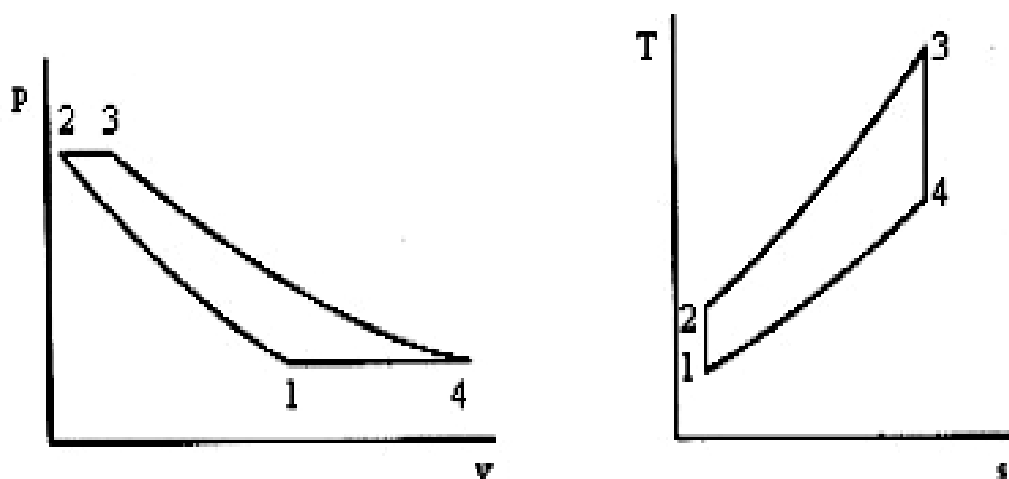
Radiální turbíny – jsou používány pro spalovací a parní pro menší výkony. Spalovací turbíny se objevují ve spojení s jednostupňovými radiálními kompresory u mikroturbín.

7.1. Tepelný oběh mikroturbín

Tepelný oběh je popisován Barytonovým oběhem pro plynové turbíny se spalováním za stálého objemu, které se nahrazuje izobarickým přívodem a odvodem tepla v pracovní látce tepelného oběhu (Obr.21, Obr. 22).



Obr. 21 Schéma Braytonova oběhu



Obr. 22 Braytonův oběh v p-v a T-s diagramu

- 1-2 adiabatická komprese plynu z tlaku p_1 na p_2
- 2-3 hoření směsi ve spalovací komoře – nahrazujeme přívodem tepla q_1 za stálého tlaku p_2 – izobarický děj
- 3-4 adiabatická expanze plynů v turbíně z tlaku p_2 na p_1
- 4-1 izobarické odmítání tepla q_2 plynu

7.2. Princip mikroturbíny

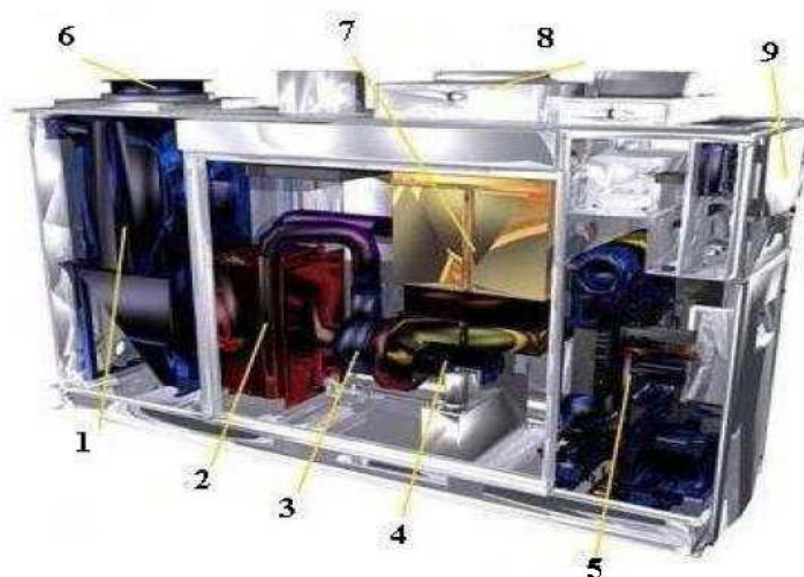
Jedná se o novou generaci spalovacích turbín, kde se využívá vysokorychlostních generátorů, které jsou schopny vydržet větší otáčky a z tohoto důvodu není nutná převodovka, z čehož plyne kratší a lehčí soustrojí, takže je zde možnost umístění i do vyšších pater budov nebo použití jako mobilní zdroj elektřiny a tepla [8].

Rotor generátoru, který je typický pro mikroturbíny, je schopen vydržet velmi vysoké otáčky, ale vyplývá z toho velmi vysoká hlučnost. Díky malým rozměrům lze použít akustický kryt, obklady stěn a stropů a tím snížit hlučnost.

Elektřina vyrobená generátorem má velký kmitočet (1500Hz), proto se používá frekvenční měnič, který střídačem upraví kmitočet na 50Hz.

Důležité je zmínit nová i vzduchová ložiska, které se nemusí mazat olejem a vydrží vysoké otáčky (120 000 ot/min). Tím se sníží kontrolní opatření a odpadá průběžná kontrola, doplňování a výměna oleje, který není nutné po výměně draze likvidovat, toto je velmi ekologické.

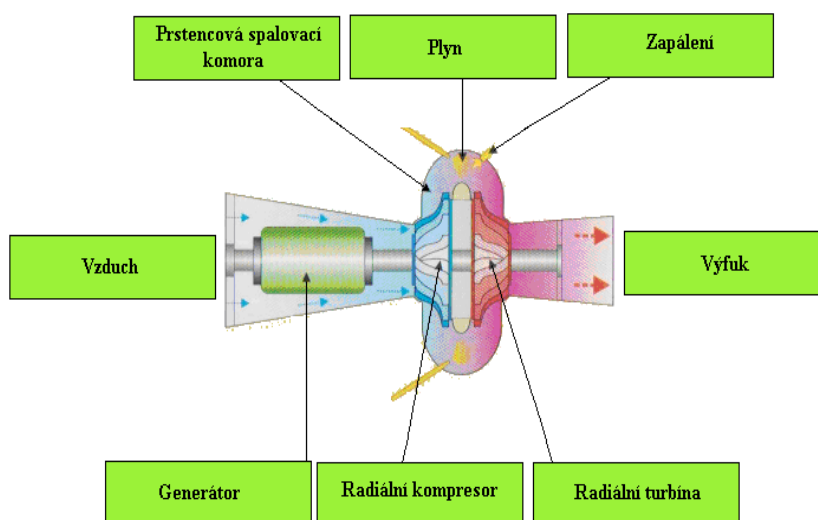
Mikroturbíny (Obr. 23) mají na rozdíl od plynových motorů jeden pohyblivý díl, kterým je společná hřídel (Obr. 25), na které je umístěn vysokorychlostní generátor, jednostupňový radiální kompresor a jednostupňová radiální mikroturbína. Průměr oběžného kola bývá okolo 100 mm. Tyto mikroturbíny vyrábí např. firma Capstone Turbine Corp, Trubec, Power engineering (prodejce).



Obr. 23 Mikroturbína

1. tepelný výměník, 2. rekuperátor, 3. mikroturbína, 4. turbogenerátor s permanentními magnety,
5. elektrický kondicionér, 6. odvod spalín, 7. tlumič, 8. přívod vzduchu, 9. řídicí panel

Pracovní cyklus mikroturbíny (Obr. 24):



Obr. 24 Princip mikroturbíny

Studený vzduch je stačován v jednostupňovém radiálním kompresoru, stlačený vzduch se předehřívá v rekuperátoru a ohřátý vstupuje do spalovací komory, kde je také

pod tlakem přivedeno palivo, v mém případě se jedná o důlní plyn. Výbušná směs paliva a vzduchu je jednorázově elektricky zapálená. Spaliny pak částečně expandují ve vysokotlaké turbíně, která pohání kompresor vzduchu. Spaliny pak v rekuperátoru předají část své tepelné energie spalovacímu vzduchu a pokračují do turbíny, která pohání elektrický generátor. Odtud spaliny odchází do výfuku nebo k využití k ohřevu topné vody.



Obr. 25 Fotografie mikroturbíny

7.3. Hlavní části kogenerační jednotky s mikroturbínou

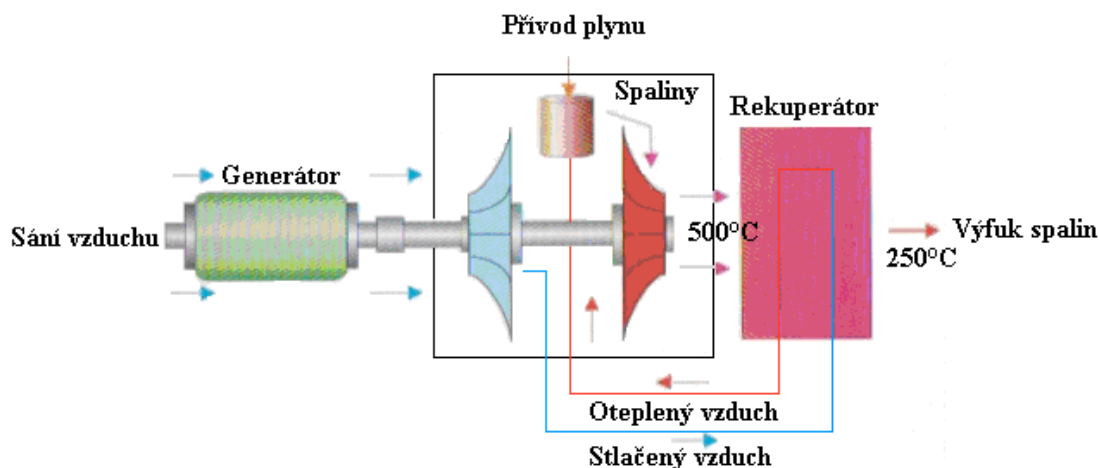
Některé komponenty mikroturbín jsou společné pro všechny typy. První z nich je plynový kompresor, který slouží ke zvýšení tlaku v přívodu paliva do spalovací komory [8].

Spalovací komora je místo kde dochází k zapálení směsi paliva se vzduchem a dále k jejímu spálení. Palivo a vzduch je přiváděno pod tlakem nejčastěji do prstencové komory, tím vzniká směs, která je elektricky zapálená v hořácích umístěných po obvodu. Při hoření dochází k expanzi přes spalovací turbínu. Teplota spalin na výstupu ze spalovací komory je v rozmezí $500 \div 1400$ °C. Spalovací komora je umístěna svisle nad hřídelí turbíny.

Další částí je jednostupňový radiální vzduchový kompresor, ten stlačuje spalovací vzduch, který se vhání přes rekuperátor do spalovací komory. Kompresor je umístěn na stejné hřídeli s turbínou, která ho pohání.

Rekuperátor (Obr. 26) je v zásadě výměník spaliny/vzduch, který využívá výfukové teplo spalin z turbíny k ohřevu vzduchu vstupujícího do spalovací komory (zvyšuje

účinnost spalovacího procesu výroby el. energie až o 10%). Je-li soustrojí generátoru elektrického proudu a turbíny používáno jen k výrobě elektrického proudu, pak teplo za rekuperátorem je vyfukováno do odvodu \Rightarrow velmi drahá výroba elektřiny. Existují však i mikroturbíny bez rekuperátorů, jedná o případy kdy je potřebná vysoká výstupní teploty spalin např. pro výrobu páry.



Obr. 26 Schéma mikroturbíny s rekuperací

Spalovací mikroturbína je radiální jednostupňový lopatkový točivý stroj (přeměna tlakové energie na kinetickou), kde dochází k expanzi směsi ze spalovací komory.

Vysokorychlostní generátor s frekvenčním měničem jsou obvykle asynchronní s permanentními magnety a umožňují tak rozběh turbíny. Protože elektrický proud generovaný těmito vysokootáčkovými generátory (až 120 000 otáček za minutu) má příliš vysokou frekvenci, je nutno ji upravit pomocí usměrňovače a střídače, za kterého vystupuje elektrický proud se žádanými parametry (3 fáze, frekvence 50/60Hz – podle požadavku mohou některé mikroturbíny dodávat i proud s nižší frekvencí), nutnost se ujistit zda parametry umožňují připojení k veřejné síti.

Důležitou součástí je také řídicí jednotka s počítačem, který řídí provoz mikroturbíny v závislosti na zadaných parametrech – sledování tepelného/elektrického výkonu, reguluje množství spalovacího vzduchu v závislosti na změně výkonu apod.

7.3.1. Výhody, nevýhody mikroturbín

Výhody

- Malá údržbová a provozní péče
- Nízké emise
- Minimální počet pohyblivých dílů
- Při přebytku el. energie možno dodávat do veřejné elektrické sítě (klesá návratnost vložených investic)
- Vysoké využití paliva (80 – 85%)

Nevýhody

- Vysoké prvotní náklady
- Musí být trvalý odběr tepla, jinak klesá účinnost (roste návratnost vložených investic)
- Vysoká hlučnost

7.4. Provoz KGJ s mikroturbínou

Kogenerační jednotku s mikroturbínou lze provozovat třemi způsoby:

- v ostrovním režimu – jedná se o dodávku elektřiny do samostatné sítě a spotřebou tepla v místě výroby. „Ostrov“ může tvořit například podnik s potřebou stálé a kvalitní dodávky elektrické energie. Tento podnik pak platí za palivo (nejčastěji zemní plyn), pokud mu neslouží jako palivo vlastní odpadní produkt technologie, a veřejnou rozvodnou síť si platí pouze jako záložní zdroj, používaný při výpadku paliva [8][28].
- paralelně s rozvodnou sítí – tento způsob se dá použít např. u čističek odpadních vod (ČOV) nebo na skládkách odpadů, kde je vyrobená elektrická energie používána pro vlastní potřebu a přebytky se dodávají do rozvodné sítě.

- v režimu záložního zdroje – tato KGJ slouží převážně pro výrobu elektřiny. V tomto případě nemusí obsahovat spalínový výměník. Pokud je elektřina používána i pro přípravu teplé užitkové vody (TUV) nebo pro vytápění, může jednotka po připojení spalínového výměníku sloužit jako plnohodnotný kogenerační zdroj. Pro používání mikroturbíny v tomto režimu je vhodné doplnit ji o bypassový komín, který umožní rychlé najetí na plný výkon. Umožní totiž odvést spaliny mimo spalínový výměník, kterému hrozí poškození při vysokém nárůstu teplot v krátkém časovém úseku.

8. Možnosti využití v MS kraji

Z důvodu své dřívější i nynější činnosti se v MS kraji nachází široká nabídka paliv, která nachází své uplatnění v KGJ. Mezi tyto paliva samozřejmě patří zemní plyn, důlní plyn, a plyny z aerobní a anaerobní činnosti mikroorganismů na ČOV nebo skládkách odpadu.

Ve své diplomové práci se zaměřuji převážně na důlní plyn, který se MS kraji vyskytuje v prostorách důlních děl ve velkém množství. Obsah metanu se může pohybovat v rozmezí 30÷70%. Je nutné tento plyn odčerpávat již z důvodu nebezpečí výbuchu.

Společnost Green Gas DPB, a.s. je jednou z největších společností, které tento důlní plyn odčerpává a využívá ho při kombinované výrobě energie.

Co se týče kogenerace v MS kraji, tu zajišťují pouze jednotky s pístovými spalovacími motory. Jednotky s mikroturbínami v MS kraji nejsou využívány. V celé ČR byly postaveny doposud pouze tři jednotky s mikroturbínou.

První z nich je instalovaná v ČOV Praha – Hruškovice jako demonstrační zařízení, které sloužilo ke spalování bioplynu. Instalovaný výkon byl v hodnotách 30 kWe a 60 kWt.

Druhá jednotka je postavena v Českém Brodě, zde je používám zemní plyn. Tato KGJ zde byla postavena z důvodu vytápění sídliště. Část vyrobené elektrické energie (15%) je používáno na vlastní provoz jednotky, zbytek je dodáván do sítě. Tato jednotka má stejné výkony jako KGJ v Praze [16].

Třetí jednotka je umístěná na VŠB-TUO a to s výkonem 30kW, kde je využívána ke studiu a výzkumu.

9. Technické parametry určené k výpočtu

Stávající KGJ je provozována průměrně na el. výkon 540 kW , proto jsem zvolila mikroturbínu o výkonu 3x200 kW.

Složení důlního plynu

Metan	CH ₄	35	%
Oxid uhličitý	CO ₂	7	%
Kyslík	O ₂	0,5	%
Dusík	N ₂	57,5	%

Zadané hodnoty pro výpočet spalovací mikroturbíny

Tlak vzduchu za normálních podmínek	p _N	101325	Pa
Teplota vzduchu	t ₁	20	°C
Hustota vzduchu	ρ _{vz}	1,2931	kg/m ³ _N
Teplota plynu	t _{pl}	15	°C
Teplota spalin před spalovací turbínou	t ₃	810	°C
Tlak plynu na sání	p _s	-15	kPa
Tlak nasávaného plynu do spalovací komory	p _{pl}	0,552	MPa
Elektrický výkon	P _e	3x200	kW
Kompresní poměr	ε	7,3	
Účinnost vzduchového kompresoru	η _{VK}	0,85	
Účinnost plynového kompresoru	η _{PK}	0,9	
Účinnost spalovací komory	η _{SK}	0,95	
Účinnost spalovací turbíny	η _{ST}	0,8	

Účinnost generátoru spalovací turbíny	η_{g-ST}	0,98
Účinnost elektromotoru plynového kompresoru	η_{e-PK}	0,96
Mechanická účinnost turboagregátu	η_{m-ST}	0,95
Mechanická účinnost plynového kompresoru	η_{m-PK}	0,95
Účinnost regeneračního výměníku	η_{VYM}	0,958
Izoentropický exponent	κ	1,4
Součinitel vlhkosti vzduchu	v	1,02
Přebytek vzduchu	n	3,8

Konstanty použité pro výpočet parametrů KGJ s mikroturbinou byly konzultovány s prodejci a provozovateli mikrotrubín v ČR [7][29][31].

10. Výpočet idealizovaného oběhu spalovací turbíny

10.1. Stechiometrické výpočty

Vzorce a konstanty použité v této kapitole jsem čerpala z literatury [10]

Množství teoretického kyslíku (1)

$$\begin{aligned} V_{O_2,T} &= 2 \cdot \varphi_{CH_4} - \varphi_{O_2} \\ V_{O_2,T} &= 2 \cdot 0,35 - 0,005 \\ \underline{\underline{V_{O_2,T} &= 0,695 m^3 / m_N^3}} \end{aligned}$$

Množství vzduchu teoretického suchého (2)

$$\begin{aligned} V_{VZ,T}^s &= \frac{V_{O_2,T}}{0,21} \\ V_{VZ,T}^s &= \frac{0,695}{0,21} \\ \underline{\underline{V_{VZ,T}^s &= 3,310 m^3 / m_N^3}} \end{aligned}$$

Množství vzduchu skutečného suchého (3)

$$\begin{aligned} V_{VZ,S}^s &= V_{VZ,T}^s \cdot n \\ V_{VZ,S}^s &= 3,310 \cdot 3,8 \\ \underline{\underline{V_{VZ,S}^s &= 12,576 m^3 / m_N^3}} \end{aligned}$$

Množství vzduchu skutečného vlhkého (4)

$$\begin{aligned} V_{VZ,S}^v &= V_{VZ,T}^s \cdot \nu \\ V_{VZ,S}^v &= 12,576 \cdot 1,02 \\ \underline{\underline{V_{VZ,S}^v &= 12,828 m^3 / m_N^3}} \end{aligned}$$

Množství spalín teoretických suchých (5)

$$V_{SP,T}^S = \varphi_{CH_4} + \varphi_{N_2} + 0,79 \cdot V_{VZ,T}^S$$

$$V_{SP,T}^S = 0,35 + 0,575 + 0,79 \cdot 3,310$$

$$\underline{\underline{V_{SP,T}^S = 3,540 m^3 / m_N^3}}$$

Množství CO₂ (6)

$$V_{CO_2} = \varphi_{CO_2} + 2 \cdot \varphi_{CH_4}$$

$$V_{CO_2} = 0,07 + 2 \cdot 0,35$$

$$\underline{\underline{V_{CO_2} = 0,420 m^3 / m_N^3}}$$

Množství N₂ (7)

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_{VZ,S}^S + \varphi_{N_2}$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 12,576 + 0,575$$

$$\underline{\underline{V_{N_2} = 10,510 m^3 / m_N^3}}$$

Množství O₂ (8)

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{VZ,T}^S$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (3,758 - 1) \cdot 3,310$$

$$\underline{\underline{V_{O_2} = 1,946 m^3 / m_N^3}}$$

Množství H₂O (9)

$$V_{H_2O} = 2 \cdot \varphi_{CH_4} + (v - 1) \cdot V_{VZ,S}^S$$

$$V_{H_2O} = 2 \cdot 0,35 + (1,02 - 1) \cdot 12,576$$

$$\underline{\underline{V_{H_2O} = 0,952 m^3 / m_N^3}}$$

Množství spalín teoretických vlhkých (10)

$$V_{SP,T}^V = V_{H_2O} + V_{SP,T}^S$$

$$V_{SP,T}^V = 0,952 + 3,540$$

$$\underline{\underline{V_{SP,T}^V = 4,491 m^3 / m_N^3}}$$

Množství spalin skutečných suchých (11)

$$V_{SP,S}^S = V_{SP,T}^V + (n-1) \cdot V_{VZ,T}^S$$

$$V_{SP,S}^S = 4,491 + (3,8-1) \cdot 3,310$$

$$\underline{\underline{V_{SP,S}^S = 12,806 m^3 / m_N^3}}$$

Množství spalin skutečných vlhkých (12)

$$V_{SP,S}^V = V_{SP,S}^S + V_{H_2O}$$

$$V_{SP,S}^V = 12,806 + 0,952$$

$$\underline{\underline{V_{SP,S}^V = 13,758 m^3 / m_N^3}}$$

10.2. Složení spalin skutečných vlhkých

$$\omega = \frac{V_i}{V_{SP,S}^V} [\%] \quad (13)$$

	φ	ρ
	%	kg/m _N ³
CO₂	3,053	1,9771
N₂	76,395	1,4291
O₂	14,145	0,833
H₂O	6,916	1,4291
Σ	100	1,369

Tab. 7 Složení skutečných spalin vlhkých

10.3. Stanovení vlastností důlního plynu

Veškeré konstanty použité v této kapitole jsem čerpala z literatury [9].

Výhřevnost methanu (14)

$$Q_{i-CH_4}^r = 35880 kJ / m^3$$

Výhřevnost důlního plynu (15)

$$\begin{aligned} Q_{i-DP}^r &= Q_{i-CH_4}^r \cdot \varphi_{CH_4} \\ Q_{i-DP}^r &= 35880 \cdot 0,35 \\ \underline{\underline{Q_{i-DP}^r &= 12558 kJ / m_N^3}} \end{aligned}$$

Spalné teplo methanu (16)

$$Q_{s-CH_4}^r = 39815 kJ / m^3$$

Spalné teplo důlního plynu (17)

$$\begin{aligned} Q_{s-DP}^r &= Q_{s-CH_4}^r \cdot \varphi_{CH_4} \\ Q_{s-DP}^r &= 39815 \cdot 0,35 \\ \underline{\underline{Q_{s-DP}^r &= 13935,25 kJ / m_N^3}} \end{aligned}$$

Hustota důlního plynu (18)

$$\begin{aligned} \rho_{DP} &= \rho_{CH_4} \cdot \varphi_{CH_4} + \rho_{CO_2} \cdot \varphi_{CO_2} + \rho_{O_2} \cdot \varphi_{O_2} + \rho_{N_2} \cdot \varphi_{N_2} \\ \rho_{DP} &= 0,7174 \cdot 0,35 + 1,9771 \cdot 0,07 + 1,4291 \cdot 0,005 + 1,2540 \cdot 0,575 \\ \underline{\underline{\rho_{DP} &= 1,116 kg / m_N^3}} \end{aligned}$$

Hutnota důlního plynu (19)

$$\begin{aligned} d &= \frac{\rho_{DP}}{\rho_{VZ}} \\ d &= \frac{1,116}{1,2931} \\ \underline{\underline{d &= 0,863}} \end{aligned}$$

Objemový podíl čisté hořlaviny (20)

$$\begin{aligned} \varphi_{\check{c}} &= \varphi_{CH_4} \\ \varphi_{\check{c}} &= 35\% \end{aligned}$$

Obsah hořlavých složek v čisté hořlavině (21)

$$\varphi_{CH_4-\check{c}} = 100 \cdot \frac{\varphi_{CH_4}}{\varphi_{\check{c}}}$$

$$\varphi_{CH_4-\check{c}} = 100 \cdot \frac{35}{35}$$

$$\underline{\underline{\varphi_{CH_4-\check{c}} = 100\%}}$$

Dolní mez výbušnosti z čistých složek (22)

$$K_{D-CH_4} = 5\%$$

$$K_{D-\check{c}} = \frac{100}{\frac{\varphi_{CH_4-\check{c}}}{K_{D-CH_4}}}$$

$$K_{D-\check{c}} = \frac{100}{\frac{100}{5}}$$

$$\underline{\underline{K_{D-\check{c}} = 5\%}}$$

Horní mez výbušnosti z čistých složek (23)

$$K_{H-CH_4} = 15$$

$$K_{H-\check{c}} = \frac{100}{\frac{\varphi_{CH_4-\check{c}}}{K_{H-CH_4}}}$$

$$K_{H-\check{c}} = \frac{100}{\frac{100}{15}}$$

$$\underline{\underline{K_{H-\check{c}} = 15\%}}$$

Korekce na balast v palivu (24)

$$B = \varphi_{N_2} + \varphi_{H_2O} + \varphi_{CO_2}$$

$$B = 57,5 + 7$$

$$\underline{\underline{B = 64,5\%}}$$

Dolní mez výbušnosti – skutečná (25)

$$K_D = K_{D-\check{c}} \cdot \frac{100 \cdot \left(1 + \frac{B}{100 - B}\right)}{100 + K_{D-\check{c}} \cdot \left(\frac{B}{100 - B}\right)}$$

$$K_D = 5 \cdot \frac{100 \cdot \left(1 + \frac{64,5}{100 - 64,5}\right)}{100 + 5 \cdot \left(\frac{64,5}{100 - 64,5}\right)}$$

$$\underline{\underline{K_D = 12,912\%}}$$

Horní mez výbušnosti – skutečná (26)

$$K_H = K_{H-\check{c}} \cdot \frac{100 \cdot \left(1 + \frac{B}{100 - B}\right)}{100 + K_{H-\check{c}} \cdot \left(\frac{B}{100 - B}\right)}$$

$$K_D = 15 \cdot \frac{100 \cdot \left(1 + \frac{64,5}{100 - 64,5}\right)}{100 + 15 \cdot \left(\frac{64,5}{100 - 64,5}\right)}$$

$$\underline{\underline{K_D = 33,204\%}}$$

Maximální koncentrace z čistých složek (27)

$$K_{CH_4-\max} = 10,17$$

$$K_{\check{c}-\max} = \frac{100}{\frac{\varphi_{CH_4-\check{c}}}{K_{CH_4-MAX}}}$$

$$K_{\check{c}-\max} = \frac{100}{\frac{10,17}{10,17}}$$

$$\underline{\underline{K_{\check{c}-\max} = 10,17\%}}$$

Maximální koncentrace skutečná (28)

$$K_{\max} = K_{\zeta-\max} \cdot \frac{100 \cdot \left(1 + \frac{B}{100 - B}\right)}{100 + K_{\zeta-\max} \cdot \left(\frac{B}{100 - B}\right)}$$

$$K_{\max} = 10,17 \cdot \frac{100 \cdot \left(1 + \frac{64,5}{100 - 64,5}\right)}{100 + 10,17 \cdot \left(\frac{64,5}{100 - 64,5}\right)}$$

$$\underline{\underline{K_{\max} = 24,180\%}}$$

Rychlost šíření plamene pro čistou směs (29)

$$u_{n-\max, CH_4} = 43 \text{ cm/s}$$

$$u_{\zeta-\max} = K_{\zeta-\max} \cdot \left(\frac{\omega_{CH_4-\zeta} \cdot u_{n-\max, CH_4}}{K_{CH_4-\max}} \right)$$

$$u_{\zeta-\max} = 0,1017 \cdot \left(\frac{100 \cdot 43}{10,17} \right)$$

$$\underline{\underline{u_{\zeta-\max} = 43 \text{ cm/s}}}$$

Korekční součinitel (30)

$$K_c = 1 - \omega_{N_2} - 1,2 \cdot \omega_{CO_2}$$

$$K_c = 1 - 0,575 - 1,2 \cdot 0,07$$

$$K_c = 0,3$$

Rychlost šíření plamene – skutečná (31)

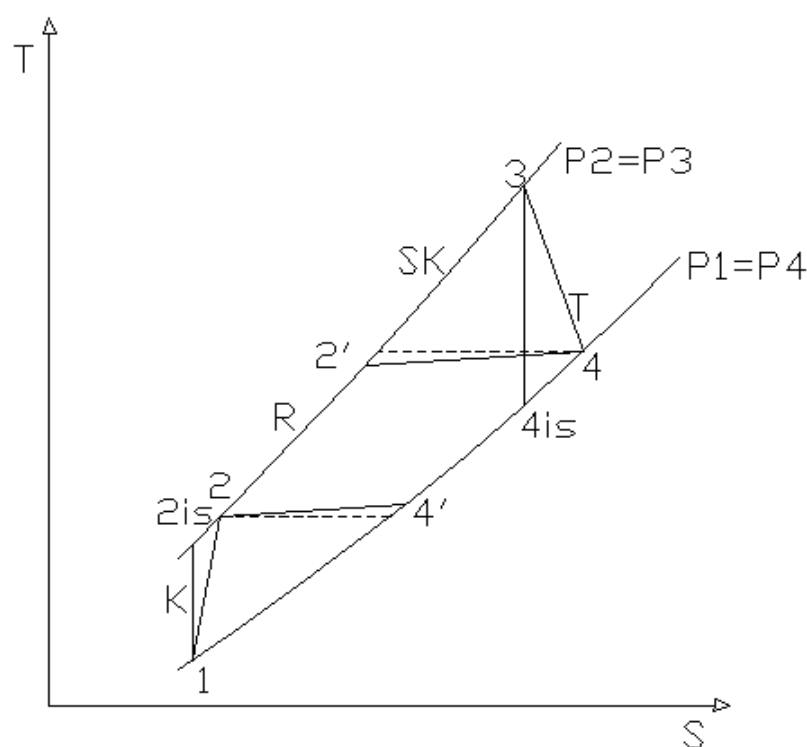
$$u_{n-\max} = K_c \cdot u_{\zeta-\max}$$

$$u_{n-\max} = 0,3 \cdot 43$$

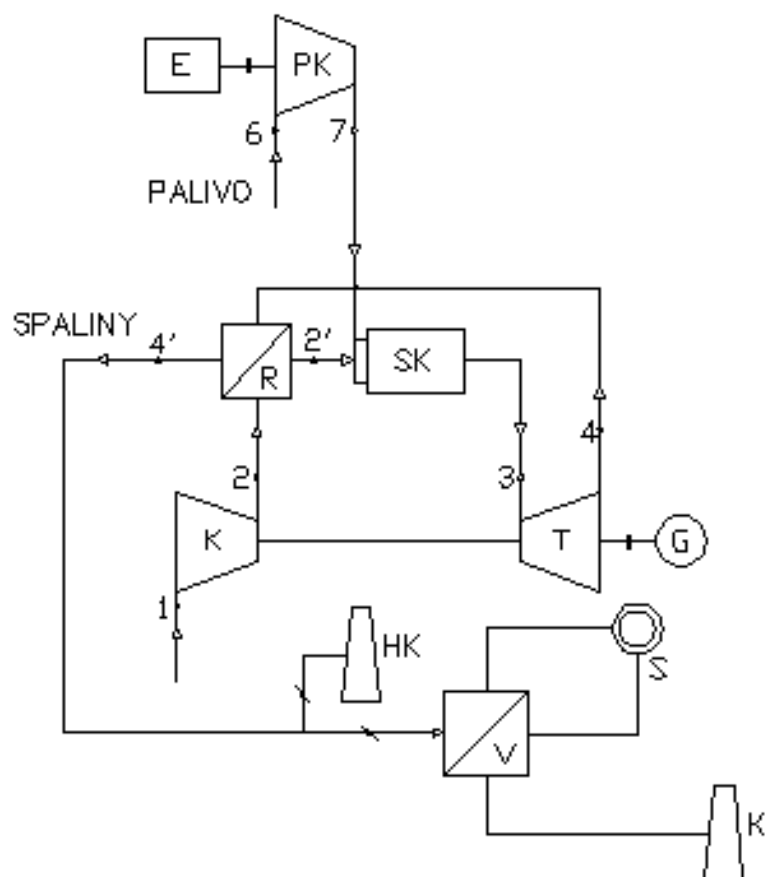
$$\underline{\underline{u_{n-\max} = 14,663 \text{ cm/s}}}$$

10.4. Výpočet parametrů KGJ s mikroturbínou

Jedná se o energetické zařízení, ve kterém dochází k přeměně části tlakové energie stlačeného plynu na základě adiabatické expanze na kinetickou energii rotoru. Nasátý vzduch je stlačován v kompresoru a směřuje do spalovací komory přes rekuperátor, kde je ohřán spaliny ze spalovací turbíny. Ve spalovací komoře je vzduch smíchán s důlním plynem a zapálen. Vzniklé spaliny dále expandují v turbíně a přes rekuperátor směřují do výměníku spaliny-voda (Obr.27 a Obr. 28)[9][11][13][14][29][36].



Obr. 27 T – s diagram pro variantu 1



Obr. 28 Schéma okruhu

Určení koeficientů „a“ a „b“ pro náhradní funkce výpočtu

Typ media – vzduch

(32)

$$a_{vz} = 1,28957$$

$$b_{vz} = 0,000114632$$

Typ media – dūlní plyn (33)

$$a_{DP} = a_{CH_4} \cdot \varphi_{CH_4} + a_{CO_2} \cdot \varphi_{CO_2} + a_{O_2} \cdot \varphi_{O_2} + a_{N_2} \cdot \varphi_{N_2}$$

$$a_{DP} = 1,55413 \cdot 0,35 + 2,0775 \cdot 0,07 + 1,32107 \cdot 0,005 + 1,28392 \cdot 0,575$$

$$\underline{\underline{a_{DP} = 1,43422985}}$$

$$b_{DP} = b_{CH_4} \cdot \varphi_{CH_4} + b_{CO_2} \cdot \varphi_{CO_2} + b_{O_2} \cdot \varphi_{O_2} + b_{N_2} \cdot \varphi_{N_2}$$

$$b_{DP} = 0,00114 \cdot 0,35 + 0,000413123 \cdot 0,07 + 0,000141614 \cdot 0,005 + 0,000108509 \cdot 0,575$$

$$\underline{\underline{b_{DP} = 0,000491019}}$$

Typ media – spaliny (34)

$$a_{SP} = a_{CO_2} \cdot \varphi_{CO_2} + a_{N_2} \cdot \varphi_{N_2} + a_{O_2} \cdot \varphi_{O_2} + a_{H_2O} \cdot \varphi_{H_2O}$$

$$a_{SP} = 1,73614 \cdot 3,053 + 1,28392 \cdot 76,395 + 1,32107 \cdot 14,145 + 1,47301 \cdot 6,916$$

$$\underline{\underline{a_{SP} = 1,322597}}$$

$$b_{SP} = b_{CO_2} \cdot \varphi_{CO_2} + b_{N_2} \cdot \varphi_{N_2} + b_{O_2} \cdot \varphi_{O_2} + b_{H_2O} \cdot \varphi_{H_2O}$$

$$b_{SP} = 0,00041312 \cdot 3,053 + 0,00010851 \cdot 76,395 + 0,00014161 \cdot 14,145 + 0,0002504 \cdot 6,916$$

$$\underline{\underline{b_{SP} = 0,0001329}}$$

10.4.1. Vzduchový kompresor

Teplota vzduchu za izoentropickou kompresí (35)

$$T_{2is-VK} = T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$T_{2is-VK} = 293,15 \cdot 7,3^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$\underline{\underline{T_{2is-VK} = 517,313K = 244,163^\circ C}}$$

Teplota vzduchu na konci komprese (36)

$$T_{2-VK} = T_1 + \frac{T_{2is-VK} - T_1}{\eta_{VK}}$$

$$T_{2-VK} = 293,15 + \frac{517,313 - 293,15}{0,85}$$

$$\underline{\underline{T_{2-VK} = 556,871K = 283,721^\circ C}}$$

Teplota vzduchu za rekuperátorem (37)

$$T_{2-VK}' = T_{2-VK} \cdot (T_{4-ST} - T_{2-VK}) \cdot \eta_{VYM}$$

$$T_{2-VK}' = 556,871 \cdot (707,668 - 556,871) \cdot 0,958$$

$$\underline{\underline{T_{2-VK}' = 701,334K = 428,184^{\circ}C}}$$

Entalpie nasávaného vzduchu (38)

$$i_{1-VZ} = a_{VZ} \cdot t_1 + b_{VZ} \cdot t_1^2$$

$$i_{1-VZ} = 1,28957 \cdot 20 + 0,000114632 \cdot 20^2$$

$$\underline{\underline{i_{1-VZ} = 25,837kJ / m^3}}$$

Entalpie vzduchu za izoentropickou kompresí (39)

$$i_{2is-VZ} = a_{VZ} \cdot t_{2is-VK} + b_{VZ} \cdot t_{2is-VK}^2$$

$$i_{2is-VZ} = 1,28957 \cdot 244,163 + 0,000114632 \cdot 244,163^2$$

$$\underline{\underline{i_{2is-VZ} = 321,699kJ / m^3}}$$

Entalpie vzduchu za kompresí skutečná (40)

$$i_{2-VZ} = a_{VZ} \cdot t_{2-VK} + b_{VZ} \cdot t_{2-VK}^2$$

$$i_{2-VZ} = 1,28957 \cdot 283,721 + 0,000114632 \cdot 283,721^2$$

$$\underline{\underline{i_{2-VZ} = 375,106kJ / m^3}}$$

Entalpie vzduchu za rekuperátorem (z kompresoru) (41)

$$i_{2-VZ}' = a_{VZ} \cdot t_{2-VZ}' + b_{VZ} \cdot t_{2-VZ}'^2$$

$$i_{2-VZ}' = 1,28957 \cdot 428,184 + 0,000114632 \cdot 428,184^2$$

$$\underline{\underline{i_{2-VZ}' = 573,191kJ / m^3}}$$

Měrná izotermická práce kompresoru (42)

$$a_{iz-VK} = i_{2is-VZ} - i_{1-VZ}$$

$$a_{iz-VK} = 321,699 - 25,837$$

$$\underline{\underline{a_{iz-VK} = 295,862kJ / m^3}}$$

Vnitřní práce kompresoru (43)

$$a_{vn-VK} = i_{2-VZ} - i_{1-VZ}$$

$$a_{vn-VK} = 375,106 - 25,837$$

$$\underline{\underline{a_{vn-VK} = 349,269 \text{ kJ} / \text{m}^3}}$$

Práce vzduchového kompresoru (44)

$$A_{VK} = n \cdot V_{VZ.T}^S \cdot a_{vn-VK}$$

$$A_{VK} = 7,508 \cdot 3,310 \cdot 349,269$$

$$\underline{\underline{A_{VK} = 6878,088 \text{ kJ} / \text{m}^3}}$$

10.4.2. Plynový kompresor

Kompresní poměr (45)

$$\varepsilon_{PK} = \frac{p_{pl}}{p_{1PK}} = \frac{0,552}{0,101} = 5,449$$

Teplota plynu za izoentropickou kompresí (46)

$$T_{2is-PK} = T_{pl} \cdot \varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$T_{2is-PK} = 288,15 \cdot 5,449^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$\underline{\underline{T_{2is-PK} = 467,720 \text{ K} = 194,570^\circ \text{C}}}$$

Teplota plynu na konci komprese (47)

$$T_{2-PK} = T_{pl} + \frac{T_{2is-PK} - T_{pl}}{\eta_{PK}}$$

$$T_{2-PK} = 288,15 + \frac{194,570 - 288,15}{0,9}$$

$$\underline{\underline{T_{2-PK} = 487,673 \text{ K} = 214,523^\circ \text{C}}}$$

Entalpie plynu plynového kompresoru (48)

$$i_{1-DP} = a_{DP} \cdot t_{pl} + b_{DP} \cdot t_{pl}^2$$

$$i_{1-DP} = 1,43422985 \cdot 15 + 0,000491019 \cdot 15^2$$

$$\underline{\underline{i_{1-DP} = 21,624 kJ / m^3}}$$

Entalpie plynu za izoentropickou kompresí (49)

$$i_{2is-DP} = a_{DP} \cdot t_{2is-PK} + b_{DP} \cdot t_{2is-PK}^2$$

$$i_{2is-DP} = 1,43422985 \cdot 194,570 + 0,000491019 \cdot 194,570^2$$

$$\underline{\underline{i_{2is-DP} = 297,647 kJ / m^3}}$$

Entalpie plynu za kompresí skutečná (50)

$$i_{2-DP} = a_{DP} \cdot t_{2-PK} + b_{DP} \cdot t_{2-PK}^2$$

$$i_{2-DP} = 1,43422985 \cdot 214,523 + 0,000491019 \cdot 214,523^2$$

$$\underline{\underline{i_{2-DP} = 330,271 kJ / m^3}}$$

Měrná izotermická práce kompresoru (51)

$$a_{iz-PK} = i_{2is-DP} - i_{1-DP}$$

$$a_{iz-PK} = 297,647 - 21,624$$

$$\underline{\underline{a_{iz-PK} = 276,024 kJ / m^3}}$$

Vnitřní práce kompresoru (52)

$$a_{vn-PK} = i_{2-DP} - i_{1-DP}$$

$$a_{vn-PK} = 330,271 - 21,624$$

$$\underline{\underline{a_{vn-PK} = 308,648 kJ / m^3}}$$

Práce plynového kompresoru (53)

$$A_{PK} = \frac{a_{vn-PK}}{\eta_{m-PK}}$$

$$A_{PK} = \frac{308,648}{0,95}$$

$$\underline{\underline{A_{PK} = 324,892 kJ / m^3}}$$

Příkon plynového kompresoru (54)

$$P_{PK} = \frac{A_{PK} \cdot \dot{V}_{pl}}{\eta_{e-PK}}$$

$$P_{PK} = \frac{324,892 \cdot 0,145}{0,96}$$

$$\underline{\underline{P_{PK} = 49,106 kW}}$$

10.4.3. Spalovací komora

Teplota výstupních spalin

volím 810°C

Entalpie spalin za spalovací komorou (55)

$$i_{3-spSK} = a_{SP} \cdot t_3 + b_{SP} \cdot t_3^2$$

$$i_{3-spSK} = 1,322597 \cdot 810 + 0,0001329 \cdot 810^2$$

$$\underline{\underline{i_{3-spSK} = 11158,466 kJ / m^3}}$$

Entalpie vzduchu za spalovací komorou (56)

$$i_{3-vzSK} = a_{VZ} \cdot t_3 + b_{VZ} \cdot t_3^2$$

$$i_{3-vzSK} = 1,28957 \cdot 810 + 0,000114632 \cdot 810^2$$

$$\underline{\underline{i_{3-vzSK} = 1119,762 kJ / m^3}}$$

Přebytek vzduchu (57)

$$n = \frac{Q_{i-DP}^r \cdot \eta_{SK} + i_{2-DP} + V_{VZ,T}^S \cdot i_{3-vzSK} - V_{SP,T}^V \cdot i_{3-spSK}}{V_{VZ,T}^S \cdot (i_{3-vzSK} - i_{2-VZ})}$$

$$n = \frac{12558 \cdot 0,95 + 330,271 + 3,310 \cdot 1119,762 - 4,491 \cdot 1158,466}{3,310 \cdot (1119,762 - 573,191)}$$

$$\underline{\underline{n = 5,950}}$$

10.4.4. Spalovací turbína

Teplota spalin za izoentropickou expanzí spalovací turbíny (58)

$$T_{4is-ST} = \frac{T_{3-SP}}{\epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

$$T_{4is-ST} = \frac{1083,15}{7,3^{1,4}}$$

$$T_{4is-ST} = \underline{\underline{613,797 K = 340,647^{\circ}C}}$$

Teplota spalin na konci expanze spalovací turbíny (59)

$$T_{4-ST} = T_{3-SP} - (T_{3-SP} - T_{4is-ST}) \cdot \eta_{ST}$$

$$T_{4-ST} = 1083,15 - (1083,15 - 613,797) \cdot 0,8$$

$$T_{4-ST} = \underline{\underline{707,668 K = 434,518^{\circ}C}}$$

Teplota spalin za rekuperátorem (60)

$$T_{4-ST}' = T_{4-ST} - (T_{4-ST} - T_{2-VK}) \cdot \eta_{VYM}$$

$$T_{4-ST}' = 707,668 - (707,668 - 556,871) \cdot 0,958$$

$$T_{4-ST}' = \underline{\underline{563,205 K = 290,055^{\circ}C}}$$

Entalpie spalin před spalovací turbínou (61)

$$i_{3-spST} = i_{3-spSK} = 1158,466 kJ / m^3$$

Entalpie vzduchu za spalovací turbínou (62)

$$i_{4-vzST} = a_{VZ} \cdot t_{4-ST} + b_{VZ} \cdot t_{4-ST}^2$$

$$i_{4-vzST} = 1,28957 \cdot 434,518 + 0,000114632 \cdot 434,518^2$$

$$i_{4-vzST} = \underline{\underline{581,984 kJ / m^3}}$$

Entalpie vzduchu za rekuperátorem (ze spalovací komory) (63)

$$i_{4-vzST}' = a_{VZ} \cdot t_{4-ST}' + b_{VZ} \cdot t_{4-ST}'^2$$

$$i_{4-vzST}' = 1,28957 \cdot 290,055 + 0,000114632 \cdot 290,055^2$$

$$i_{4-vzST}' = \underline{\underline{383,690 kJ / m^3}}$$

Entalpie spalin izoentropická za spalovací turbínou (64)

$$i_{4is-spST} = a_{SP} \cdot t_{4is-ST} + b_{SP} \cdot t_{4is-ST}^2$$

$$i_{4is-spST} = 1,322591 \cdot 340,647 + 0,0001329 \cdot 340,647^2$$

$$\underline{\underline{i_{4is-spST} = 465,954 kJ / m^3}}$$

Entalpie spalin za spalovací turbínou skutečná (65)

$$i_{4-spST} = a_{SP} \cdot t_{4-ST} + b_{SP} \cdot t_{4-ST}^2$$

$$i_{4-spST} = 1,322591 \cdot 434,518 + 0,0001329 \cdot 434,518^2$$

$$\underline{\underline{i_{4-spST} = 599,773 kJ / m^3}}$$

Entalpie spalin za rekuperátorem (66)

$$i_{4-spST}' = a_{SP} \cdot t_{4-ST}' + b_{SP} \cdot t_{4-ST}'^2$$

$$i_{4-spST}' = 1,322591 \cdot 290,055 + 0,0001329 \cdot 290,055^2$$

$$\underline{\underline{i_{4-spST}' = 394,801 kJ / m^3}}$$

Vnitřní práce turbíny (67)

$$a_{vn-ST} = i_{3-vzSK} - i_{4-vzST}$$

$$a_{vn-ST} = 1119,762 - 581,984$$

$$\underline{\underline{a_{vn-ST} = 537,777 kJ / m^3}}$$

Práce spalovací turbíny (68)

$$A_{ST} = V_{SP,T}^S \cdot (i_{3-spSK} - i_{4-spST}) + (n-1) \cdot V_{VZ,T}^S \cdot a_{vn-ST}$$

$$A_{ST} = 3,540 \cdot (1158,466 - 599,773) + (5,950 - 1) \cdot 3,310 \cdot 537,777$$

$$\underline{\underline{A_{ST} = 11319,667 kJ / m^3}}$$

10.4.5. Generátor

Práce agregátu (69)

$$\begin{aligned} A_{AG} &= A_{ST} - A_{VK} \\ A_{AG} &= 11319,677 - 6878,088 \\ \underline{\underline{A_{AG} &= 4441,589 \text{ kJ} / \text{m}^3}} \end{aligned}$$

Elektrická práce = Práce generátoru (70)

$$\begin{aligned} A_{EL} &= A_G = A_{AG} \cdot \eta_{g-ST} \cdot \eta_{m-ST} \\ A_{EL} &= A_G = 4441,589 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \\ \underline{\underline{A_{EL} &= A_G = 4135,119 \text{ kJ} / \text{m}^3}} \end{aligned}$$

Čistá elektrická účinnost (71)

$$\begin{aligned} \eta_{EL} &= \frac{A_{EL}}{Q_{i-DP}^r} \cdot 100 \\ \eta_{EL} &= \frac{4135,119}{12558} \cdot 100 \\ \underline{\underline{\eta_{EL} &= 32,928\%}} \end{aligned}$$

Spotřeba plynu (72)

$$\begin{aligned} \dot{V}_{pl} &= \frac{P_{EL}}{Q_{i-DP}^r \cdot \eta_{EL}} \\ \dot{V}_{pl} &= \frac{600}{12558 \cdot 0,32928} \\ \underline{\underline{\dot{V}_{pl} &= 0,145 \text{ m}^3 / \text{s} = 522,355 \text{ m}^3 / \text{h}}} \end{aligned}$$

Elektrický výkon do sítě (73)

$$\begin{aligned} P_{sít} &= P_{EL} - P_{PK} \\ P_{sít} &= 600 - 49,106 \\ \underline{\underline{P_{sít} &= 550,894 \text{ kW}}} \end{aligned}$$

10.4.6. Produkce tepla

Entalpie spalín výfukových plynů (74)

$$i_{5-spVP} = a_{SP} \cdot t_{vpl} + b_{SP} \cdot t_{vpl}^2$$

$$i_{5-spVP} = 1,322591 \cdot 290,055 + 0,0001329 \cdot 290,055^2$$

$$\underline{\underline{i_{5-spVP} = 394,801 kJ / m^3}}$$

Entalpie vzduchu výfukových plynů (75)

$$i_{5-vzVP} = a_{VZ} \cdot t_{vpl} + b_{VZ} \cdot t_{vpl}^2$$

$$i_{5-vzVP} = 1,28957 \cdot 290,055 + 0,00011463 \cdot 290,055^2$$

$$\underline{\underline{i_{5-vzVP} = 383,690 kJ / m^3}}$$

Hrubý dosažitelný tepelný výkon (76)

$$P_{thr} = [V_{SP,T}^V \cdot (i_{4-spST} - i_{5-spVP}) + (n-1) \cdot V_{VZ,T}^S \cdot (i_{4-vzST} - i_{5-vzVP})] \cdot \dot{V}_{pl}$$

$$P_{thr} = [4,491 \cdot (599,773 - 394,801) + (5,950 - 1) \cdot 3,310 \cdot (581,984 - 383,690)] \cdot 0,145$$

$$\underline{\underline{P_{thr} = 604,952 kW}}$$

Tepelný výkon (77)

$$P_t = P_{Khr} \cdot \frac{100 - \xi_0}{100}$$

$$P_t = 604,952 \cdot \frac{100 - 1,1}{100}$$

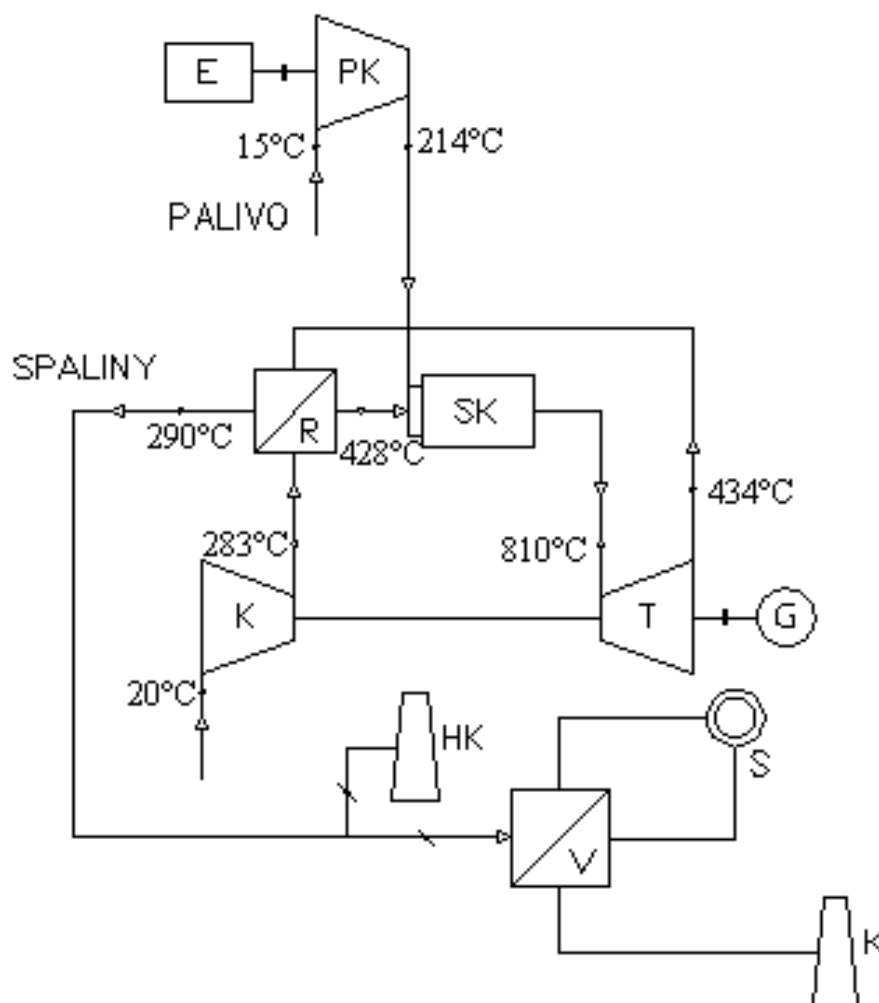
$$\underline{\underline{P_t = 598,297 kW}}$$

Celková účinnost (78)

$$\eta_C = \frac{P_{Sfř} + P_t}{\dot{V}_{pl} \cdot Q_{i-DP}^r} \cdot 100$$

$$\eta_C = \frac{550,894 + 598,297}{0,145 \cdot 12558} \cdot 100$$

$$\underline{\underline{\eta_C = 63,068\%}}$$



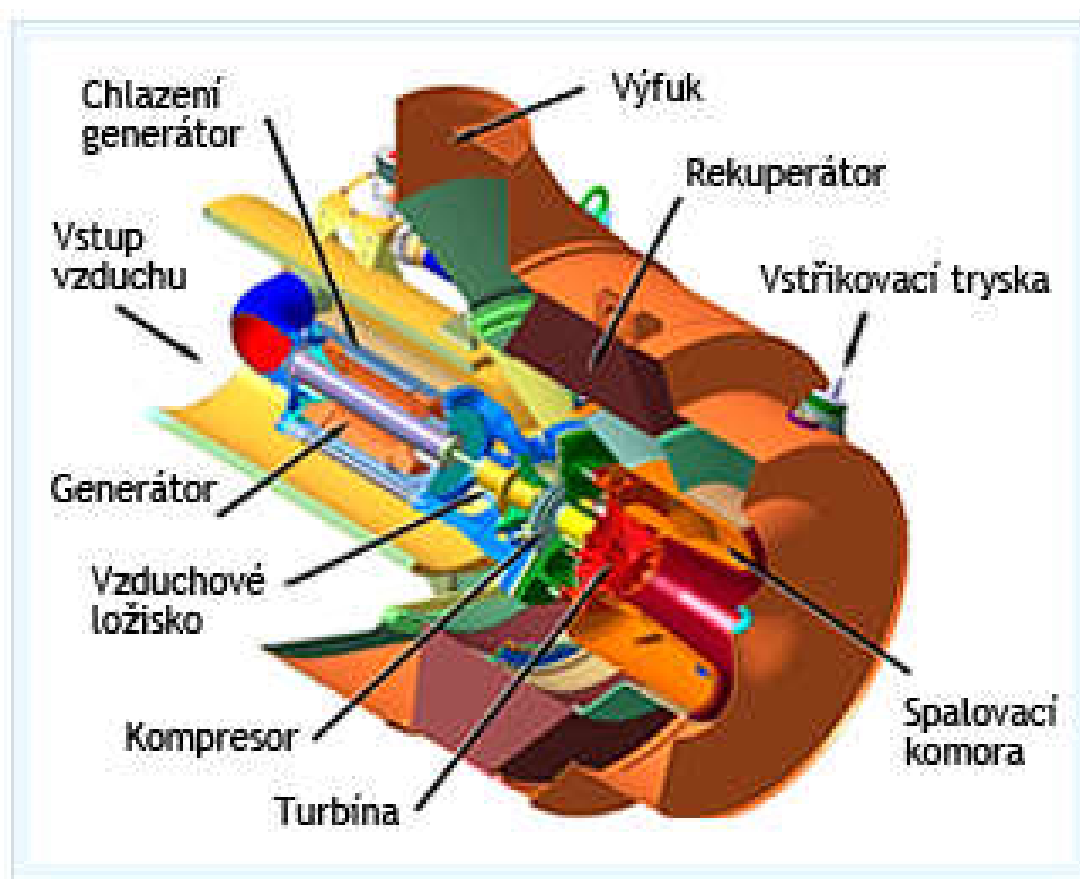
Obr. 29 Schéma okruhu s vypočítaným teplotami

10.5. Shrnutí výpočtu

10.5.1. Volba mikroturbíny

Dle vypočtených hodnot volím mikrotubnínu amerického výrobce Capstone Turbine Corporation, Capstone CR600 (Obr. 32, Obr. 33), která odpovídá vypočteným parametrům (Tab. 8). Jedná se o mikroturbínu na bioplyn a jiné hořlavé plyny s nižší výhřevností [29].

Jádro tvoří kompresor, spalovací komora, turbína, generátor a rekuperátor (Obr 30). Kompresor, generátor a turbína jsou umístěny na jedné hřídeli uložené v plynových ložiskách. Otáčky této miktorubíny dosahují $60\,000\text{ ot. min}^{-1}$.



Obr. 30 Řez modulem plynové mikroturbíny C200

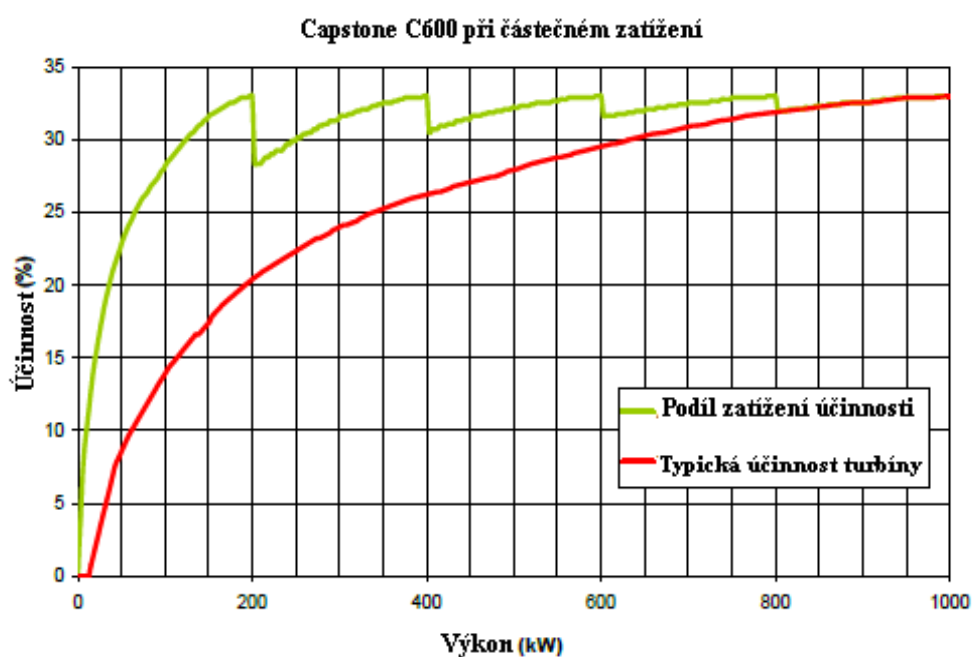
Rekuperátor, který tvoří svařenec tenkých plechů vyplňující prstenec je na Obr. 31.



Obr. 31 Rekuperátor Capstone

Elektrický výkon	kW	3 x 200
Max. tepelný výkon	kW	3 x 245
Max. elektrická účinnost	%	33 (±2)
Výhřevnost plynu	MJ/m ³ _N	12 - 22
Vstupní tlak	kPa	517 - 552
Teplota výfukových	°C	280 (±10)
Spotřeba paliva	m ³ _N /h	320 - 520
Frekvence	Hz	50/60
Rozměry š x h x v	m	2,4 x 9,1 x 2,9

Tab. 8 Parametry mikorturbíny Capstone CR600



Obr. 32 Grafické znázornění zatížení



C600 600kW Power Package

Obr. 33 Modul mikroturbín 3 x C200

10.5.2. Volba plynového kompresoru

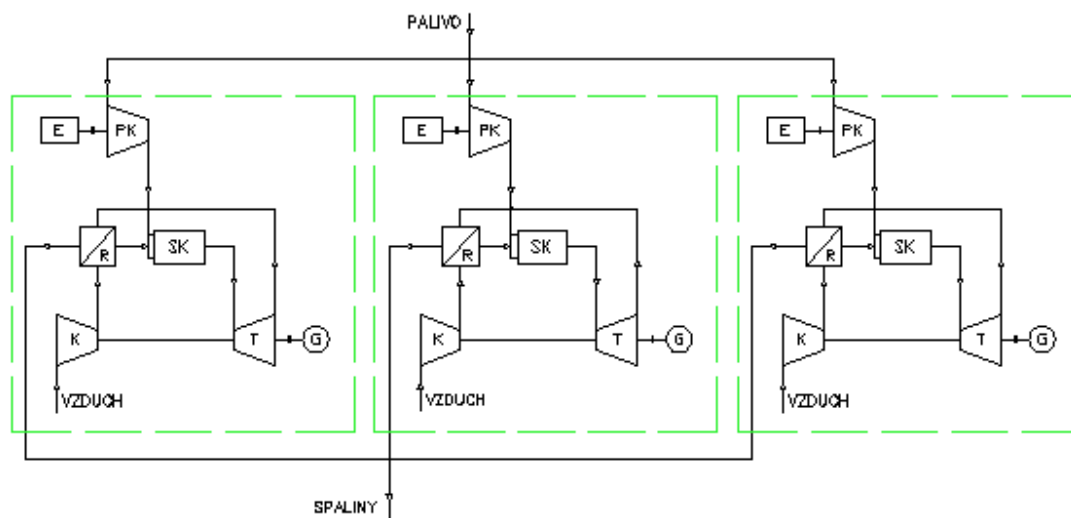
Mikroturbíny firmy Capstone fungují na netradičním tlaku 5,2 – 5,5 barů. Z tohoto důvodu je nutná regulace plynu v místě instalace. V případě vysokého tlaku v plynovodu HPNG (High Pressure Natural Gas) př. 15 – 22 bar se tlak zreguluje na požadovaný tlak 5 bar. V případě nízkého tlaku LPNG (Low Pressure Natural Gas) v plynovodu je nutné tlak dotlačit kompresorem, což je energeticky nevýhodné, ale v určitých případech nutné.

V mém případě bude nutno z důvodu nízkého tlaku na sání dotlačit plyn na požadovaný tlak plynovým kompresorem. Společnost Capstone pro stlačení plynu používá kompresory typu Scroll společnosti Copeland. Tyto kompresory jsou schopny pracovat v tlakovém poměru 10 psig (0,6 bar) na straně sání a 145 psig (9,6 bar) na straně výtlaku [27].

Z technického hlediska lze uvažovat o dvou možnostech instalace kompresoru:

1. Tři menší kompresory pro každou mikroturbínu

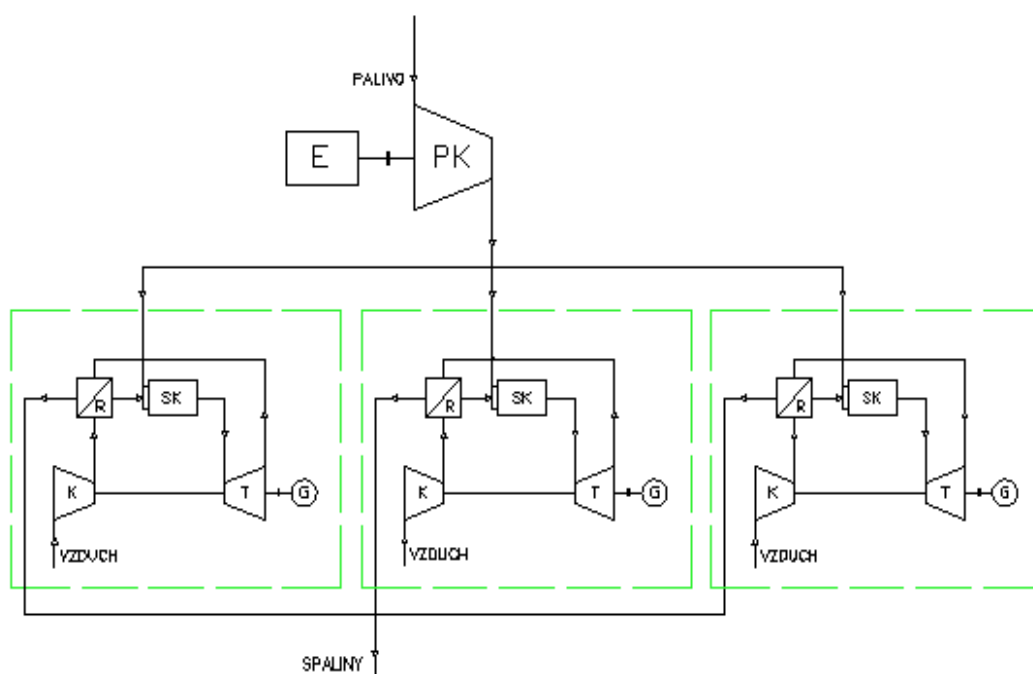
Při této instalaci je výhodou zaručení funkce částečného provozu při výpadku jednoho ze tří kompresoru (např. dvě C200 ze tří). Tyto kompresory lze umístit na místo pro ostrovní režim (Obr. 34).



Obr. 34 Schéma zapojení se třemi kompresory

2. Jeden společný kompresor pro všechny 3 mikroturbíny

Tento způsob instalace kompresoru je výhodnější z hlediska ekonomického. Jedná se o kompresor umístěný mimo mikroturbínu (Obr. 35). S touto instalací kompresoru dále počítám.



Obr. 35 Schéma zapojení s jedním kompresorem

10.5.3. Výpočet průměru potrubí kompresoru

Vzorce použité v této kapitole jsem čerpala z literatury [9][15].

A. Sání kompresor

Objemový průtok v sání (79)

$$\dot{V}_{SK} = \frac{p_n \cdot V_{pl} \cdot T_{pl}}{T_n \cdot p_s}$$

$$\dot{V}_{SK} = \frac{101325 \cdot 522 \cdot (15 + 273,15)}{(20 + 273,15) \cdot 101310}$$

$$\dot{V}_{SK} = 5135,216 m^3 / h = 1,426 m^3 / s$$

Průměr potrubí (80)

- volím rychlost proudění $c = 45 m/s$

$$d_{VK} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{SK}}{\pi \cdot c}}$$

$$d_{VK} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,426}{\pi \cdot 45}}$$

$$d_{VK} = 0,201 m$$

- volím potrubí DN 200 o vnitřním průměru $d_v = 211 \text{ mm}$ a vnějším průměru $d_{vn} = 219 \text{ mm}$

Skutečná rychlost proudění (81)

$$c_{sk-s} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{SK}}{\pi \cdot d_v^2}$$

$$c_{sk-s} = \frac{4 \cdot 1,426}{\pi \cdot 0,211^2}$$

$$c_{sk-s} = 40,794 m/s$$

B. Výtlačk kompresor

Objemový průtok ve výtlačné větvi kompresoru (82)

$$\dot{V}_{VK} = \frac{p_n \cdot V_{pl} \cdot T_{2-PK}}{T_n \cdot p_{pl}}$$

$$\dot{V}_{VK} = \frac{101325 \cdot 522 \cdot (214,523 + 273,15)}{(20 + 273,15) \cdot 552000}$$

$$\underline{\underline{\dot{V}_{VK} = 1595,077 \text{ m}^3 / \text{h} = 0,443 \text{ m}^3 / \text{s}}}$$

Průměr potrubí (83)

- volím rychlost proudění $c = 25 \text{ m/s}$

$$d_{VK} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{VK}}{\pi \cdot c}}$$

$$d_{VK} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,443}{\pi \cdot 25}}$$

$$\underline{\underline{d_{VK} = 0,150 \text{ m}}}$$

- volím potrubí DN 200 o vnitřním průměru $d_{vn}=162 \text{ mm}$ a vnějším průměru $d_v=166,5 \text{ mm}$

Skutečná rychlost proudění (84)

$$c_{sk-s} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{VK}}{\pi \cdot d_v^2}$$

$$c_{sk-s} = \frac{4 \cdot 0,443}{\pi \cdot 0,162^2}$$

$$\underline{\underline{c_{sk-s} = 21,496 \text{ m/s}}}$$

C. Vstup rozdělovač

Veškeré vypočtené hodnoty jsou shodné s variantou B. Výtlačk kompresoru

D. Výstup rozdělovač

Objemový průtok v 1 výtlačné větvi rozdělovače (85)

$$\dot{V}_{VR} = \frac{p_n \cdot V_{pl} \cdot T_{2-PK}}{T_n \cdot p_{pl}}$$

$$\dot{V}_{VR} = \frac{101325 \cdot 522 \cdot (214,523 + 273,15)}{(20 + 273,15) \cdot 552000} / 3$$

$$\underline{\underline{\dot{V}_{VR} = 531,692 m^3 / h = 0,148 m^3 / s}}$$

Průměr potrubí (86)

volím rychlost proudění $c = 20 \text{ m/s}$

$$d_{VNR} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{VR}}{\pi \cdot c}}$$

$$d_{VNR} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,148}{\pi \cdot 20}}$$

$$\underline{\underline{d_{VNR} = 0,097 m}}$$

- volím potrubí DN 100 o vnitřním průměru $d_{vn}=111 \text{ mm}$ a vnějším průměru $d_v=115 \text{ mm}$

Skutečná rychlost proudění (87)

$$c_{sk-s} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{VR}}{\pi \cdot d_v^2}$$

$$c_{sk-s} = \frac{4 \cdot 0,148}{\pi \cdot 0,111^2}$$

$$\underline{\underline{c_{sk-s} = 15,262 m / s}}$$

11. Ekonomické zhodnocení

Navržená kogenerační jednotka s mikroturbinou Capstone CR600 bude pokrývat veškerou spotřebu elektrické energie a tepla. Počet provozních hodin dané kogenerační jednotky bude 8 000 hod s hlavní odstávkou v přechodovém období (září). V následující tabulce 9 jsou uvedeny investiční náklady a parametry provozu KGJ s mikroturbinou Capstone 3 x CR200 za předpokladu, že elektrický výkon se vlivem spotřeby kompresoru plynu sníží na 557kWe a tepelným výkonem 3 x 245. Dobu odpisu volím 30 let [12][32][33].

Položka		
Mikroturbína C600	12 250 000	Kč
Instalace	300 000	Kč
Parametry provozu		
Celková doba provozu	8000	hod
Ceny vstupů a výstupů		
Cena důlního plynu	vlastní	Kč
Cena údržby	27	Kč/MWhe
Cena silové elektřiny VT	3449,3	Kč/MWhe
Cena silové elektřiny NT	1655,28	Kč/MWh
Zelený Bonus	1550	Kč/MWh
Služby spojené s dodávkou elektřiny	992	Kč/MWh
Cena tepla	235	Kč/GJ

Tab. 9 Investiční náklady a ceny vstupů

Dále jsou v tabulce uvedeny ceny vstupů a výstupů z KGJ. Cena elektřiny je rozložena na cenu za dodávku silové elektřiny a cenu za služby a dodávkou spojené.

11.1. Náklady na údržbu

Na základě zkušeností prvního českého uživatele mikroturbíny Capstone C30 – lze říct, že některé operace je třeba provádět častěji než se udává v manuálech a naopak, že mnoho součástí stroje vydrží několikanásobně delší provoz než se očekává. Provozovatel např. čistí mechanicky vzduchový filtr a prostor uložení turbíny každých 1500 motohodin, ale celková životnost filtru dosahuje přes 20 000 motohodin oproti předepsaných 8 000. Po téměř 10 letech od instalace nebylo třeba nic jiného provádět – mimo výměny kompresoru plynu za novější typ hned v prvních dvou letech provozu. Náklady ve formě práce a spotřeby materiálu se pohybují kolem 0,027Kč/kWhe. Pro

srovnání: náklady na údržbu KGJ s pístovými motory se pohybují kolem 0,4Kč/kWhe, jsou tedy téměř 15x vyšší.

11.2. Ekonomický výpočet

Vzorce použité v této kapitole jsem čerpala z literatury [12]

Náklady na údržbu (88)

$$\begin{aligned} N_p^{udr} &= \tau_{\Sigma} \cdot P_e \cdot C_{udr} \\ N_p^{udr} &= 8000 \cdot 0,557 \cdot 27 \\ N_p^{udr} &= 120312Kč \end{aligned}$$

Úspory za nenakupovanou elektřinu VT (89)

$$\begin{aligned} \Delta N_{el}^{VT} &= \tau_{\Sigma} \cdot P_e \cdot C_{el} \\ \Delta N_{el}^{VT} &= 4000 \cdot 0,557 \cdot 3449,3 \\ \Delta N_{el}^{VT} &= 7685040Kč \end{aligned}$$

Úspory za nenakupovanou elektřinu NT (90)

$$\begin{aligned} \Delta N_{el}^{NT} &= \tau_{\Sigma} \cdot P_e \cdot C_{el} \\ \Delta N_{el}^{NT} &= 4000 \cdot 0,557 \cdot 1655,28 \\ \Delta N_{el}^{NT} &= 73687963Kč \end{aligned}$$

Úspory za služby spojené s nenakoupenou elektřinou (91)

$$\begin{aligned} \Delta N_{el}^{sl} &= \tau_{\Sigma} \cdot P_e \cdot C_{el}^{sl} \\ \Delta N_{el}^{sl} &= 8000 \cdot 0,557 \cdot 992 \\ \Delta N_{el}^{sl} &= 4420352Kč \end{aligned}$$

Zelené bonusy (92)

$$\begin{aligned} \Delta N_{el}^{ZB} &= \tau_{\Sigma} \cdot P_e \cdot C^{ZB} \\ \Delta N_{el}^{ZB} &= 8000 \cdot 0,557 \cdot 1550 \\ \Delta N_{el}^{ZB} &= 690800Kč \end{aligned}$$

Úspory za nenakoupené teplo

(93)

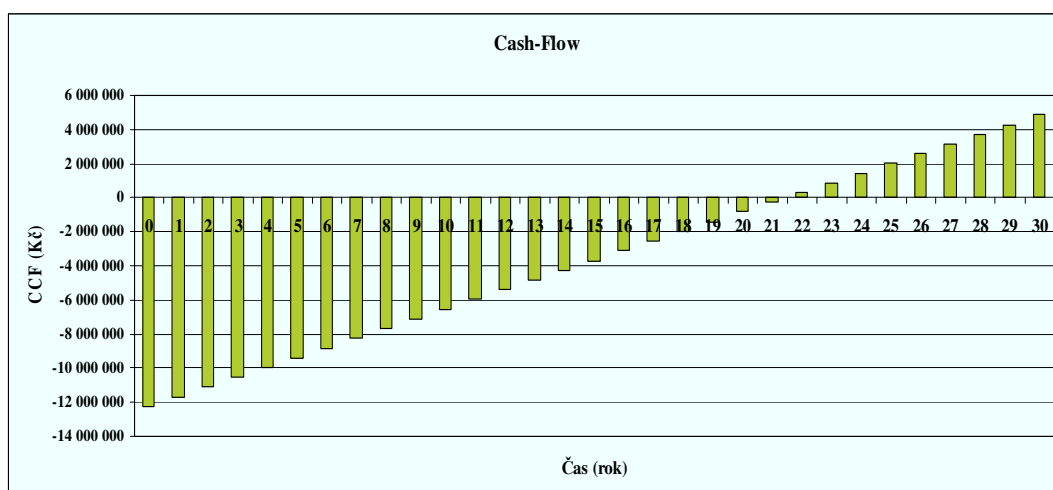
$$\Delta N_t = \tau_{\Sigma} \cdot P_t \cdot 3,6 \cdot C_t$$

$$\Delta N_t = 8000 \cdot 0,735 \cdot 3,6 \cdot 235$$

$$\underline{\underline{\Delta N_t = 4974480 \text{ Kč}}}$$

11.3. Shrnutí

Na obr. 37 je grafické znázornění průběhu kumulovaného toku hotovosti v čase (CCF) a prostá návratnost vložných investic. Z tohoto grafu můžeme vyčíst, že návratnost se pohybuje okolo 21 roku.



Obr. 37 CCF

Rok	Investiční náklady (Kč)	Provozní náklady (Kč)	Peněžní příjmy (Kč)	Cash-Flow (Kč)	Kumulativní Cash-Flow (Kč)
0	-12 250 000	0	0	0	-12 250 000
1	0	-120 312	690 800	570 488	-11 679 512
2	0	-120 312	690 800	570 488	-11 109 024
3	0	-120 312	690 800	570 488	-10 538 536
4	0	-120 312	690 800	570 488	-9 968 048
5	0	-120 312	690 800	570 488	-9 397 560
6	0	-120 312	690 800	570 488	- 8 827 072
7	0	-120 312	690 800	570 488	- 8 256 584
8	0	-120 312	690 800	570 488	- 7 686 096
9	0	-120 312	690 800	570 488	- 7 115 608
10	0	-120 312	690 800	570 488	- 6 545 120
11	0	-120 312	690 800	570 488	- 5 974 632
12	0	-120 312	690 800	570 488	- 5 404 144
13	0	-120 312	690 800	570 488	- 4 833 656
14	0	-120 312	690 800	570 488	- 4 263 168
15	0	-120 312	690 800	570 488	-3 692 680
16	0	-120 312	690 800	570 488	- 3 122 192
17	0	-120 312	690 800	570 488	- 2 551 704
18	0	-120 312	690 800	570 488	- 1 981 216
19	0	-120 312	690 800	570 488	- 1 410 728
20	0	-120 312	690 800	570 488	- 840 240
21	0	-120 312	690 800	570 488	- 269 752

22	0	-120 312	690 800	570 488	300 736
23	0	-120 312	690 800	570 488	871 224
24	0	-120 312	690 800	570 488	1 441 712
25	0	-120 312	690 800	570 488	2 012 200
26	0	-120 312	690 800	570 488	2 582 688
27	0	-120 312	690 800	570 488	3 153 176
28	0	-120 312	690 800	570 488	3 723 664
29	0	-120 312	690 800	570 488	4 294 152
30	0	-120 312	690 800	570 488	4 864 640

Tab. 10 Výpočet návratnosti

12. Ekologické zhodnocení

V posledních letech se nároky na životní prostředí razantně zvýšili, jedná se o čistotu ovzduší, vod, půdy atd. Toto vše určují stále přísnější právní předpisy nutící výrobce využívat stále „čistější“ technologie. Nevýhodou je samozřejmě zvýšení investičních nebo provozních nákladů, v energetice i nižších účinností výroby elektřiny apod..

12.1. Legislativa ochrany životního prostředí týkající se KVET

Z mnoha právních předpisů týkajících se životního prostředí týkajících se KVET jsem chtěla zmínit především tyto:

- Zákon 114/1992 Sb., o ochraně přírody a krajiny [17]
- Zákon 86/2002 Sb., o ochraně ovzduší a o změně některých dalších zákonů [18]
- Zákon 76/2002 Sb., o integrované prevenci a o omezování, o integrovaném registru znečišťování a o změně některých zákonů (zákon o integrované prevenci) [19]
- Zákon 100/2001 Sb., o posuzování vlivů na životní prostředí a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o posuzování vlivů na životní prostředí), ve znění zákona č. 93/2004 Sb., zákona č. 163/2006 Sb. a zákona č. 186/2006 Sb. [20]

- Zákon 180/2005 Sb., o podpoře výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie a o změně některých zákonů (zákon o podpoře využívání obnovitelných zdrojů) [21]
- Zákon 406/2000 Sb., o hospodaření s energií ve znění pozdějších předpisů [22]
- Nařízení vlády 146/2007 Sb., o emisních limitech a dalších podmínkách provozování spalovacích stacionárních zdrojů znečišťování ovzduší [23]
- Nařízení vlády 148/2006 Sb., o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací [24]
- Vyhláška MŽP 13/2009 Sb., o stanovení požadavků na kvalitu paliv pro stacionární zdroje z hlediska ochrany ovzduší [25]
- Vyhláška MŽP 205/2009 Sb., o zjišťování emisí ze stacionárních zdrojů a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší [26]

12.2. Emise mikroturbíny

Analýza emisí ze spalovacích zařízení se zaměřuje převážně na ty produkty spalování, jejichž vznik/únik do ovzduší je potřeba regulovat za účelem snížení poškozování lidského zdraví a životního prostředí. Hlavním zájmem v poslední době je CO₂, kvůli kterého se urychlují globální změny klimatu [29][30].

Spalování paliv vede ke vzniku produktů dokonalého spalování CO₂ a H₂O a řadě produktů nedokonalého spalování jako je CO, nespálené uhlovodíky, aldehydy, alkoholy a další. Dále často vznikají NO_x. Míra tvorby produktů nedokonalého spalování závisí na teplotě, přebytku vzduchu, dokonalosti promísení paliva s oxidovadlem, což jsou faktory, které mohou být v čase proměnlivé, a na konstrukci spalovacího prostoru a vedení spalování.

12.3. Emisní limity

Energetická zařízení musí splňovat emisní limity dané Nařízením vlády 146/2007 Sb., o emisních limitech a dalších podmínkách provozování spalovacích stacionárních zdrojů znečišťování ovzduší.

Samostatná kategorie mikroturbín se nerozlišuje a tak je třeba pro mikroturbíny uvažovat s limity danými pro plynové turbíny s množstvím odcházejících spalin menším než 60000 m³/h¹.

Tab. 11 obsahuje v současnosti v ČR platné emisní limity – neuvažuje možnost spalování kapalných paliv ve spalovacích motorech KGJ. Různé obsahy kyslíku ve spalinách při vyjádření emisí zohledňují rozdílné přebytky vzduchu se kterými různá spalovací zařízení pracují.

Zařízení	Emisní limit (mg.m ⁻³)					Referenční obsah O ₂ ve spalinách (%)
	TZL	SO ₂	NO ₂	CO	VOC	
KJ s plynovými turbínami	100	1700	350	100	-	15
KJ se SM vznětovými nad 5 MWt	-	-	2000	650	150	5
KJ se SM vznětovými do 5 MWt	-	-	4000	650	150	5
KJ se SM zážehovými	-	-	500	650	150	5

Tab.11 Emisní limity pro dané pohony KJ

Dále uvádím hodnoty emisí jednotlivých modelů mikroturbín Capstone, které udává výrobce. Modely s označením CARB (Kalifornia Air Resources Board) vznikly pro použití v Kalifornii, Low NO_x pak ve státu New York, speciálně tedy pro použití ve velkých městech zatížených dopravou a fotochemickým smogem.

Typ	Palivo	NO _x (mg.m ⁻³)	CO (mg.m ⁻³)
C30 NG	zemní plyn	18	50
CR30 MBTU	skládkový plyn	18	620
CR30 MBTU	bioplyn	18	310
C30 Liquid	diesel	72	11
C65 Standard NG	zemní plyn	19	50
C65 Low NO_x NG	zemní plyn	8	50
C65 CARB NG	zemní plyn	8	9
CR65 Landfill	skládkový plyn	18	160
CR65 Digester	bioplyn	18	160
C200 NG	zemní plyn	18	50
C200 CARB NG	zemní plyn	8	9
CR200 Digester	bioplyn	18	160

Tab. 12 Garantované emise mikroturbín Capstone

12.4. Shrnutí

Použití mikroturbín oproti oddělené výrobě energií obecně přináší úspory primární energie a s tím spojené snížení množství vypouštěných znečišťujících látek do ovzduší. Další snížení znečišťování pak nastává náhradou KGJ se spalovacími motory za KGJ s mikroturbínou díky nízkým emisím NO_x a CO, což má význam hlavně v oblastech s trvale znečištěným ovzduším, především tedy ve městech. Naopak vlivem nižší elektrické účinnosti dojde k nárůstu množství vypouštěného CO₂ na jednotku elektrické energie.

Pokud však bude využito veškeré odpadní teplo, ve srovnání s KGJ se spalovacími motory pak díky zhruba stejným celkovým účinnostem, množství CO₂ na jednotku spáleného paliva bude stejné.

13. Závěr

Ve své diplomové práci jsem se snažila navrhnout alternativní řešení pro KGJ TEDOM Quanto D 580 se spalovacím motorem umístěné v závodu Vrbice. Alternativním řešením by mohla být např. spalovací mikroturbína.

Nejprve jsem zjistila stávající stav KGJ. Tato KGJ spaluje důlní plyn z uzavřeného dolu s obsahem CH_4 okolo 35%, který spravuje společnost Green Gas DBP, a.s. sídlící v Paskově. V porovnání s ostatními palivy je důlní plyn plnohodnotná energetická surovina, která vznikla díky rozsáhlé důlní činnosti v Ostravsko – Karvinském revíru, a proto se nabízí její využití jako možné palivo k výrobě energie.

Ve výpočtové části jsem měla zjistit a navrhnout mikroturbínu pro mé umístění v závodu Vrbice. Jako nejvhodnější alternativou se podle výpočtů jeví mikroturbína americké společnosti Capstone CR600. Tyto mikroturbíny jsou známy svými nízkými emisemi, nízkou poruchovostí, ale bohužel vysokými prvotními investičními náklady, které jsou, podle mého názoru, jedním z hlavních faktorů. Je tedy důležité, důkladné zjištění všech možností pro pořízení takovéto KGJ v ČR.

Seznam použité literatury

- [1] Prokop, P.: Plynodajnost a degazace, Ostrava: VŠB – TU Ostrava 1990
- [2] Konečný, M.: Studie využití degezačního plynu: Firemní materiály
- [3] Křenek, D., Choleva, R.: Nové možnosti a technické prostředky pro těžbu a využívání důlního plynu, OKD, DPB Paskov: Firemní materiály
- [4] Křenek, D., Konečný, M.: Technická zařízení pro odsávání důlního plynu, OKD, DBP, a. s.: Firemní materiály
- [5] Kolarčík, K., Kaminský, J., Pumpřla, O.: Kompresory. Skriptum VŠB – TU Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1
- [6] Polesný, B., Krbek, J.: Kogenerační jednotky, zřizování a provoz, GAS s.r.o. Praha, 2007, ISBN 978-80-7328-151-9
- [7] Kogenerační jednotky Tedom Quanto D580 SP CON důlní: Firemní materiál
- [8] Šurovský, J.: Mikroturbína, Instalace Praha, 2003
- [9] Kysela, L., Plynárenské rozvody a spotřebiče, Ostrava: VŠB – TU Ostrava 2004
- [10] Ochodek, T. Poznámky ke přednáškám Spalovací zařízení Ostrava: VŠB – TU Ostrava 2009
- [11] Kousal, M.: Spalovací turbíny, SNTL. 1980
- [12] Kysela, L., Tomčala, J.: Ekonomika v energetice, VŠB – TU Ostrava 2000
- [13] ON 07 0417, Tepelný výpočet parních kotlov
- [14] Bálek, S.: Tepelně technické tabulky a diagramy, Skriptum VŠB – TU Ostrava 1979
- [15] Leinverber, J., Řasa, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky, Praha 1999
- [16] Šurovský, J.: Seminář Český Brod 2011

- [17] Zákon 114/1992 Sb., o ochraně přírody a krajiny
- [18] Zákon 86/2002 Sb., o ochraně ovzduší
- [19] Zákon 76/2002 Sb., o integrované prevenci a o omezování, o integrovaném registru znečišťování
- [20] Zákon 100/2001 Sb., o posuzování vlivů na životní prostředí
- [21] Zákon 180/2005 Sb., o podpoře výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie
- [22] Zákon 406/2000 Sb., o hospodaření s energií ve znění pozdějších předpis
- [23] Nařízení vlády 146/2007 Sb., o emisních limitech
- [24] Nařízení vlády 148/2006 Sb., o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- [25] Vyhláška MŽP 13/2009 Sb., o stanovení požadavků na kvalitu paliv pro stacionární zdroje z hlediska ochrany ovzduší
- [26] Vyhláška MŽP 205/2009 Sb., o zjišťování emisí ze stacionárních zdrojů
- [27] www.copelandscroll.com – Stránky společnosti Copeland Scroll (kompresory)
- [28] www.techtydenik.cz – Stránky časopisu Technický týdeník
- [29] www.gascontrol.cz – Stránky společnosti Gascontrol, s.r.o.
- [30] www.capstoneturbine.com - Stránky společnosti Capstone Turbine Corporation
- [31] www.ckd.cz – Stránky společnosti ČKD GROUP, a.s.
- [32] www.tzb-info.cz – Stránky informačního webového serveru
- [33] www.cez.cz – Stránky společnosti ČEZ, a.s.
- [34] www.energetik.cz- Stránky provozuje společnost Eneg, s.r.o.
- [35] www.vsb.cz/ke/termo – Stránky katedry energetiky VŠB – TU Ostrava

- [36] Blahoš V.: Návod do cvičení z termomechaniky, Skriptum VŠB- TU Ostrava 1989

Seznam výkresové dokumentace

DP - SN2ESZ02 00	Kogenerační jednotky Quanto D580
DP – SN2ESZ02 01	Plynová trasa KGJ se spalovacím motorem
DP – SN2ESZ02 02	Vstupy a výstupy plynového potrubí KGJ se spalovacím motorem
DP – SN2ESZ02 03	Plynová trasa KGJ s mikroturbínou
DP – SN2ESZ02 04	Vstupy a výstupy plynového potrubí KGJ s mikroturbínou